

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Polohovací zařízení pro manipulaci s částmi lisovacích nástrojů

Locating Arrangement for Handling with Parts of Pressing Tools

Student:

Bc. Roman Sosna

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Roman Sosna**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: Polohovací zařízení pro manipulaci s částmi lisovacích nástrojů
Locating Arrangement for Handling with Parts of Pressing Tools

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh polohovacího zařízení pro manipulaci s částmi lisovacích nástrojů. Podrobně zpracujte především mechanismus pro upínání nástroje. Zpracujte variantní řešení stroje (vybraných konstrukčních uzlů) s detailním konstrukčním propracováním mechanismu upínání sestavy.

Výchozí parametry:

Maximální délka upnuté sestavy	2,5 m
Minimální délka upnuté sestavy	1 m
Maximální šířka upnuté sestavy	1,5 m
Maximální hmotnost upnuté sestavy	4000 kg
Požadavky na polohy	základní polohy - vertikální i horizontální, včetně fixace v těchto základních polohách s přesností $\pm 1^\circ$ (předpokládaná rotace kolem podélné osy nástroje)

Proveďte:

- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení doplněnou nezbytnými výpočty,
- projekční návrh kompletního řešení zařízení pro manipulaci s částmi lisovacích nástrojů,
- detailní konstrukční propracování řešení stacionární upínací jednotky a pohonu rotace upnuté sestavy včetně určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v rozsahu minimálně 2xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- HORYL. P.: *Statika a dynamika* - 2. vyd. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 218 s. ISBN 80-7078-971-9
- MARTÍNEK. P.: *Transportní zařízení*. Skripta VŠB-TUO 1993 - 109 s. ISBN 80-7078-165-3
- KOPÁČEK J. : *Pohony a převody I*. vyd. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2
- LENERT J.: *Pružnost a pevnost I. I. vyd.* - Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 140 s. : il. ISBN 80-7078-392-3
- Firemní literatura, podklady apod.
- Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23.5.2011

..... Roman Lopy
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 23.5.2011

Roman Sosna

Roman Sosna

Adresa:

Na Tylovách 509

Hradec nad Moravicí

747 41

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Sosna, R. *Polohovací zařízení pro manipulaci s částmi lisovacích nástrojů : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2011, 55 s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Diplomová práce se zabývá konstrukcí polohovadla pro montáž a servis postupových střižných nástrojů. Účelem zařízení je polohování nástrojů do základních poloh (horizontální nebo vertikální). Rychlá a bezpečná změna polohy nástroje zajistí efektivní montáž případně servis. V úvodní části jsem použil metodického rozboru pro nalezení variant řešení. Na základě porovnání jsem vybral vhodnou variantu. Výhodou vybrané varianty je její jednoduchost a snadná dostupnost energetických zdrojů. Pro upínací mechanismus jsem použil pohybový šroub. Pro rotaci nástroje jsem použil šnekovou převodovku. Výhodou šnekového převodu je jeho samosvornost, která zaručí bezpečné udržení polohy nástroje. Oba mechanismy pohání elektrické motory.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Sosna, R. *Locating Arrangement for Handling with Parts of Pressing Tools: Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of production machines and design, 2011, 55 p. Thesis head: Kovář, L.

Master thesis is dealing with design of positioner for servicing or assembling progressive dies. The purpose of equipment is positioning progressive die to the basic location (horizontal or vertical). Fast and safe changing of die position makes servicing or assembling more effective. I used methodical analysis to find alternate of engineering solution. On the basis of comparison solutions I chose the better one. The advantage of the best alternate is in simplicity and using available energy resources. For gripping mechanism I used endless screw and for rotation of progressive die I used worm gear. Advantage of worm gear is self-locking, which is important for holding position of die. Both of these mechanisms are powered by electric motor.

Obsah

1	Úvod	1
2	Polohovadla.....	2
3	Metodický rozbor	6
3.1	Vyjasnění a rozpracování požadavků	6
3.2	Technologie	9
3.3	Technologický proces	9
3.4	Funkční struktura	12
3.5	Morfologická matice	12
3.6	Varianty řešení	13
4	Pohyblivá část.....	16
4.1	Pojezd	16
4.1.1	Konstrukční zpracování pojezdu	17
4.1.2	Zatížení pojezdu	20
4.1.3	Hmotnost pojezdu.....	20
4.1.4	Vysouvací kola	21
4.2	Lineární modul	25
4.2.1	Konstrukční zpracování	25
4.2.2	Návrh a kontrola pohybového šroubu a matice	26
4.2.3	Kontrola přenosu krouticího momentu	30
4.3	Pojistná třecí lamelová spojka.....	31
4.4	Spojka pohonu	36
4.5	Pohon pojezdu	38
5	Pevná část	40
5.1	Dvoustupňová šneková převodovka	41
5.2	Pružná spojka	46
5.3	Přenos krouticího momentu	47
6	Řídicí systém.....	48
6.1	Rozmístění snímačů, charakteristika.....	48
6.2	Funkce řídicího systému.....	51
7	Závěr.....	52
8	Seznam použité literatury	53
9	Seznam příloh.....	55

Seznam použitých označení a symbolů

D_1	Vnitřní průměr pohybové matice	[mm]
D_{L1}	Střední průměr vnitřních zubů lamel	[mm]
D_{L2}	Střední průměr vnějších zubů lamel	[mm]
D_{S1}	Vnitřní průměr třecí plochy lamel	[mm]
D_{S2}	Vnější průměr třecí plochy lamel	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
F_G	Tíhová síla nástroje	[N]
F_{G2}	Tíhová síla pojezdu	[N]
F_{KR}	Kritická síla vzpěru	[N]
F_L	Přítlačná síla lamel	[N]
F_{L1}	Síla působící na vnitřní zuby lamel	[N]
F_{L2}	Síla působící na vnější zuby lamel	[N]
F_{PV}	Síla pneumatického válce	[N]
F_{PR}	Přítlačná síla pružiny lamelové spojky	[N]
F_{R1}	Reakce v předních kolech	[N]
F_{R2}	Reakce v zadních kolech	[N]
F_{T1}	Třecí síla od nástroje	[N]
F_{T2}	Valivý odpor předních kol	[N]
F_{T3}	Valivý odpor zadních kol	[N]
F_{T4}	Třecí síla v ložiskách předních kol	[N]
F_{T5}	Třecí síla v ložiskách zadních kol	[N]
F_{TC}	Celková třecí síla pojezdu	[N]
F_Z	Tíhová síla nevyvážku	[N]
F_{Z1}	Zatěžující síla pohyblivé části	[N]
F_{Z2}	Zatěžující síla pevné části	[N]
H_m	Nosná hloubka závitu matice	[mm]
J_1	Moment setrvačnosti zatěžujícího modelu	[kgm ²]
J_2	Moment setrvačnosti nevyvážku	[kgm ²]
J_{min}	Kvadratický moment průřezu pohybového šroubu	[m ⁴]
J_Z	Celkový moment setrvačnosti zatěžujícího modelu	[kgm ²]

L_m	Délka pohybové matice	[mm]
L_N	Délka nástroje	[m]
M_K	Krouticí moment	[Nm]
M_{KS}	Krouticí moment pojistné spojky	[Nm]
M_{MS}	Předběžný krouticí moment pohonu pohybového šroubu	[Nm]
M_{TZ}	Krouticí moment na pohybovém šroubu	[Nm]
M_Z	Celkový moment zatěžujícího modelu	[Nm]
M_{Z1}	Krouticí moment nevývažku	[Nm]
M_{Z2}	Dynamický moment zatěžujícího modelu	[Nm]
M_{Z3}	Třecí moment zatěžujícího modelu	[Nm]
P	Výkon	[W]
P_Z	Stoupání pohybového šroubu	[mm]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
R_S	Střední průměr třecí plochy lamel	[mm]
S_V	Plocha pístu pneumatického válce	[mm ²]
S_N	Plocha nosného průřezu pohybového šroubu	[mm ²]
W_k	Průřezový modul v krutu	[mm ³]
a	Délka zjednodušeného modelu nástroje	[m]
a_{L1}	Výška nosné plochy vnitřních zubů lamel	[mm]
a_{L2}	Výška nosné plochy vnějších zubů lamel	[mm]
b	Šířka zjednodušeného modelu nástroje	[m]
c	Výška zjednodušeného modelu nástroje	[m]
c_i	Součinitel vlivu počtu stykových ploch	[-]
c_v	Součinitel vlivu obvodové rychlosti	[-]
d	Vnější průměr závitu pohybového šroubu	[mm]
d_2	Střední průměr závitu pohybového šroubu	[mm]
d_3	Vnitřní průměr závitu pohybového šroubu	[mm]
d_n	Délka hrany nevývažku	[mm]
d_{sp}	Připojovací průměr lamelové spojky	[mm]
d_v	Průměr pístu pneumatického válce	[mm]
f	Součinitel tření	[-]

f_L	Součinitel tření lamel	[-]
f_Z	Součinitel tření v závitech pohybového šroubu	[-]
g	Tíhové zrychlení	[ms ⁻²]
i	Poloměr kvadratického momentu	[m]
i_{L1}	Počet vnitřních lamel	[-]
i_{L2}	Počet vnějších lamel	[-]
i_{K1}	Počet nosných lamel	[-]
i_s	Počet stykových ploch lamel	[-]
k	Bezpečnost ve vzpěru	[-]
k_1	Součinitel bezpečnosti pohybového šroubu	[-]
k_2	Součinitel bezpečnosti lamelové spojky	[-]
k_3	Součinitel bezpečnosti pohonu pohybového šroubu	[-]
k_s	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
l_0	Redukovaná délka závitové tyče	[m]
l_p	Délka stlačené pružiny lamelové spojky	[mm]
l_{ZT}	Délka závitové tyče	[m]
m_{LT}	Hmotnost ložiskového tělesa	[kg]
m_{PC}	Celková hmotnost pojezdu	[kg]
m_{PV}	Hmotnost pneumatického válce	[kg]
m_{VK}	Hmotnost vysouvacích kol	[kg]
m_Z	Zatěžující hmotnost kol	[kg]
m_g	Hmotnost nástroje	[kg]
m_n	Hmotnost nevývažku	[kg]
m_m	Hmotnost zjednodušeného modelu nástroje	[kg]
m_p	Hmotnost pojezdu	[kg]
n	Otáčky	[s ⁻¹]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
p_{DL}	Dovolený tlak ve stykové ploše lamel	[MPa]
p_{L1}	Tlak působící na vnitřní zuby lamel	[MPa]
p_{L2}	Tlak působící na vnější zuby lamel	[MPa]
p_m	Tlak v závitech matice	[MPa]
p_o	Tlak ve stykové ploše lamel	[MPa]

p_v	Tlak v pneumatickém válci	[MPa]
r_k	Poloměr kola pojezdu	[mm]
r_Z	Rameno nevývažku	[mm]
t_{L1}	Tloušťka vnitřní lamely	[mm]
t_{L2}	Tloušťka vnější lamely	[mm]
t_{K1}	Tloušťka nosné lamely	[mm]
v	Rychlost pojezdu	[ms ⁻¹]
v_L	Obvodová rychlost lamel na středním průměru třecích ploch	[ms ⁻¹]
z_m	Počet závitů matice	[-]
z_L	Počet zubů lamel	[-]
β	Koeficient neznámého krutu	[-]
δ	Rameno valivého odporu	[m]
ε	Úhlové zrychlení	[ms ⁻²]
η_L	Účinnost valivého ložiska	[-]
η_M	Účinnost motoru	[-]
η_{PS}	Účinnost pohybového šroubu	[-]
η_{SS}	Účinnost šroubové vazby	[-]
λ	Štíhlostní poměr	[-]
λ_m	Mezní štíhlost	[-]
ρ	Měrná hmotnost	[km ⁻³]
$\sigma_{d,t}$	Normálové napětí v tlaku (tahu)	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
τ_k	Smykové napětí v krutu	[MPa]
τ_s	Smykové napětí ve stříhu	[MPa]
φ'	Redukovaný třecí úhel	[°]
ψ	Úhel stoupání pohybového šroubu	[°]
ω	Úhlová rychlost	[s ⁻¹]

1 Úvod

Téma práce se týká konkrétního provozu nástrojárny, jehož hlavní náplní je výroba a servis postupových stříhadel. Součástí tohoto provozu je lisovna, kde se na těchto nástrojích lisují výlisky, většina je určena pro auto-průmysl. Konkurence je v tomto oboru vysoká, klade vysoké nároky na všechny předvýrobní i výrobní procesy. Největší důraz je kladen na cenu, splnění termínů a samozřejmě na kvalitu.

Účelem konstruovaného zařízení je zefektivnit montáž a servis postupových stříhadel. Zařízení bude polohovat spodní nebo horní díl nástroje do základních poloh, umožní tak obsluhu přístup k nástroji ze všech potřebných stran.

V současné době mají nástrojárny k dispozici pouze halový jeřáb. Potřebné polohování řeší obsluha různým naklápěním s pomocí tohoto jeřábu. Na první pohled není tento způsob ani efektivní ani bezpečný. Rovněž dostupnost jeřábu není zaručená, jelikož je na hale přítomno asi patnáct nástrojářů na jedné směně.

Výhodou polohovacího zařízení bude možnost polohovat nástroj rychle, bezpečně a bez potřeby hlavního jeřábu (s výjimkou upnutí nástroje).

2 Polohovadla

Ze zadání vyplývají základní parametry, které musí polohovadlo splňovat. Možnost upnutí nástrojů o velikostech od 1m do velikosti 2,5m, o maximální hmotnosti 4000kg. Polohovadlo musí být na jedné straně univerzální, musí umožnit upnutí nástrojů různých délek v rozsahu daným zadáním. Na druhé straně, je možné využít skutečnosti, že nástroje o velikosti min. 1m mají masivní základní desku (síla 80 ÷ 120mm), jejíž čelní plochy lze využít pro upnutí.

Polohovadla pro svařování

Zdroj:

Vsb.homen.cz [online]. 2008 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW:
<http://homen.vsb.cz/~hla80/Vyuka/2008_%20SS4.pdf>.

Různých polohovadel se využívá u technologie svařování. Nutnost polohování výrobků vyplývá z technologie svařování.

Základní rozdělení polohovadel pro svařování:

- Kladková polohovadla
- Stolová polohovadla
- Speciální polohovadla
- Univerzální polohovadla

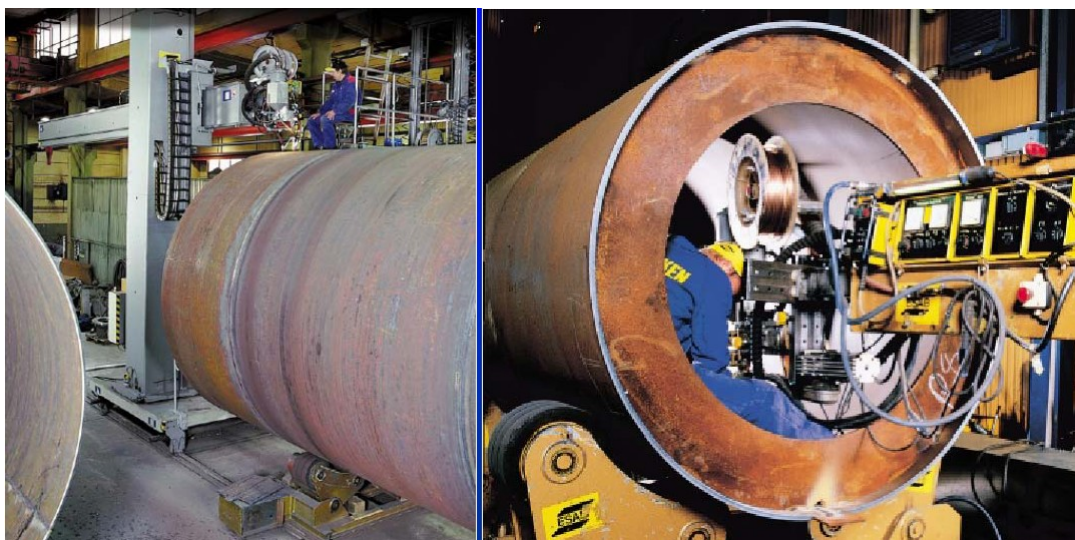
Kladková polohovadla

Základní charakteristika:

- Nosnost jednoho lože
- Síla protáčení
- Rozsah zpracovávaných průměrů
- Průměr kladek



Obr. 1 Kladkové polohovadlo



Obr. 2 Kladkové polohovadlo s výklopnými kladkami

Stolová polohovadla:

Jsou určena pro ustavení svařence do potřebné polohy v prostoru.

Polohovadlo obvykle vykonává tři základní pohyby:

- Otáčení stolu
- Zdvih stolu
- Sklápění stolu v rovině

Vyrábí se s pohonem:

- Ručním
- Elektrickým
- Hydraulickým

Základní technické parametry stolových polohovadel:

- Nosnost
- Rychlost otáčení
- Průměr stolu
- Zdvih stolu
- Sklopení stolu
- Maximální moment k rovině stolu
- Maximální moment k ose stolu



Obr. 3 Stolová polohovadla

Stolová polohovadla nabízí firmy v mnoha různých provedeních

Univerzální i speciální polohovadla jsou vyvinuta pro konkrétní aplikace, nebo konkrétní typy výrobků.



Obr. 4 Navařování železničního soukolí



Obr. 5 Elektromotorické polohovadlo firmy Prestar

Při procházení zejména internetových zdrojů jsem nenašel žádné polohovadlo, které by bylo určeno přímo pro polohování střížných nástrojů. Některé základní principy navrhovaného zařízení jsou však velmi podobné se zmíněnými polohovadly.

Například základní pohyb některých polohovadel je rotace kolem podélné osy (kladková polohovadla). Použití pevné a pohyblivé části je vidět na obr. 5. Toto polohovadlo je konstrukčně podobné navrhovanému zařízení. Rozdíl v konstrukčním řešení je v tom, kde se nachází pohon pohyblivé části, ten může být i součástí pojezdu jak je vidět na obrázku.

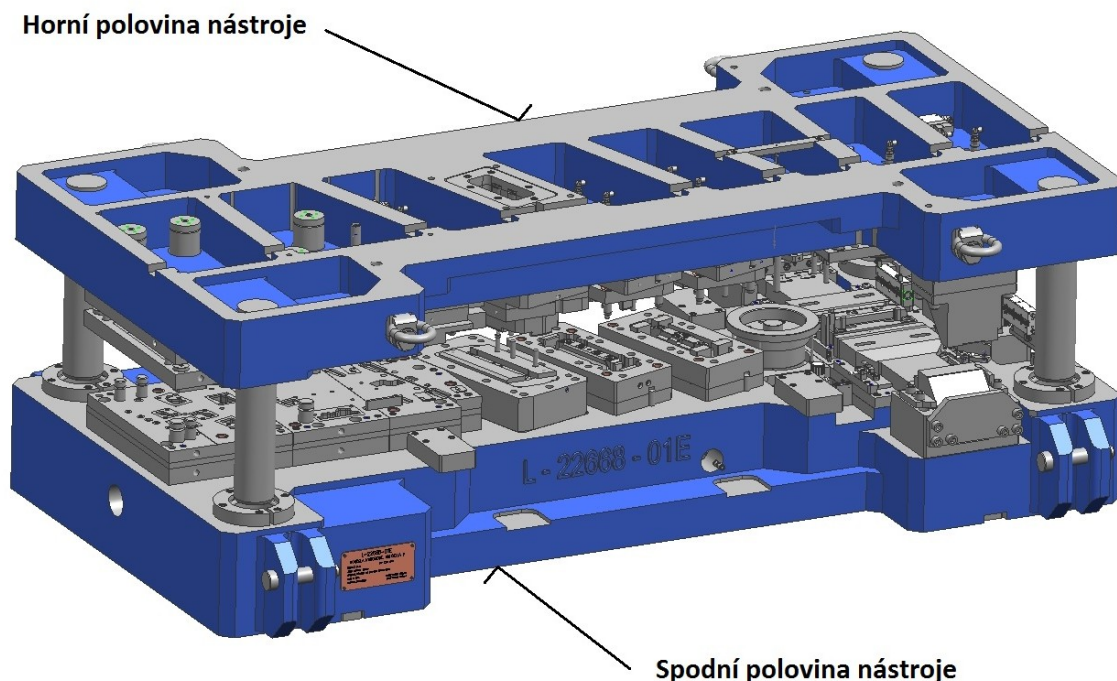
Zajímavou metodou je odvalování výrobku po pryžových válcích (kladkové polohovadla). Tato metoda se objevuje i v sestavené morfologické matici jako variantní řešení pro působení krouticího momentu. Ovšem vzhledem ke tvaru nástroje by se celé řešení značně zkomplikovalo. Tento typ polohování je výhodný pro rotační součásti.

3 Metodický rozbor

Metodický rozbor je veden dle literatury [1].

3.1 Vyjasnění a rozpracování požadavků

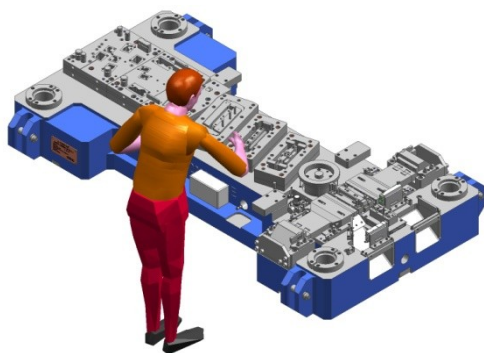
Ze zadání vyplývají parametry a požadavky na konstrukci. Další požadavky vyplývají z provozu, na kterém bude zařízení umístěno.



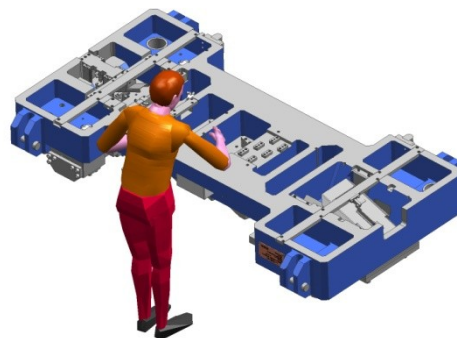
Obr. 6 Postupový lisovací nástroj

Na obrázku 6 je zobrazen ukázkový postupový lisovací nástroj (v textu bude zjednodušeně označen jako nástroj), délka 2,5m, hmotnost 5400kg. Nástroj se skládá z horní a spodní poloviny. Velká většina operací se provádí na jednotlivých polovinách odděleně. Výjimkou jsou operace, které se provádí přímo v lise, při upnutém nástroji. V této práci se budu zabývat kompletním servisem, kdy je nástroj odvezen na nástrojárnu a úkolem nástrojářů je jeho kompletní údržba a naostření. Tato údržba se provádí podle konkrétního nástroje, zhruba po každých třiceti až sto tisíci absolvovaných zdvihů. Při lisovacím procesu dochází postupně k otupení střižných dílů. Ohybové a tvářecí díly jsou během lisování namáhány hlavně otěrem. Nástroj je během lisování rovněž zanesen drobnými nečistotami. Kompletní servis je časově náročný proces. Při vysokých sériích (až statisíce měsíčně) je kvalita a rychlost servisu velmi důležitá.

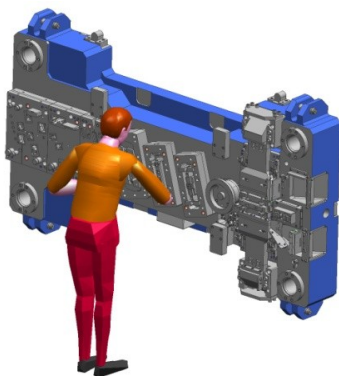
Polohovadlo může být použito rovněž při kompletování nového nástroje. Nástrojáři přistupují při montáži a servisu k nástroji v několika základních polohách. Na obrázku 7 je zobrazena základní poloha, většina úkonů na nástroji je provedena v této poloze. Ve spodní části nástroje (obr. 8) je umístěna řada skluzů (pro odpady při stříhání), držáky pro odpružené čepy, může se tam vyskytnout pomocné pneumatické zařízení atd. Na obrázku 9 je nástroj polohovaný tak, že umožňuje nástrojářům přístup z obou stran. Na obrázcích je zobrazena spodní část nástroje, pro horní část nástroje je situace podobná.



Obr. 7 Přístup k nástroji shora



Obr. 8 Přístup k nástroji zespod



Obr. 9 Přístup k nástroji z obou stran

Z těchto základních poloh lze odvodit nejideálnější pohyb potřebný pro přechod mezi jednotlivými polohami. Tímto pohybem je rotace kolem podélné osy. V dalším rozboru nebudu uvažovat žádný jiný způsob polohování.

Z hlediska bezpečnosti je zřejmé, že zařízení musí být navrženo tak, aby za žádných okolností nedošlo k samovolnému pohybu nástroje. U složitých nástrojů dochází často k průběžným úpravám. Nedá se předpokládat, že by bylo rozložení hmot neustále rovnoměrně rozloženo kolem navržené osy rotace. Přídavný krouticí moment, musí být bezpodmínečně zachycen. S určitou mírou nesoúměrného rozložení hmot budu počítat při návrhu.

Všechny požadavky jsou zpracovány do požadavkového listu:

Specifikace požadavků:	podmínka	přání
<i>Polohování a upnutí nástroje:</i> <ul style="list-style-type: none"> - umožnit polohování do základních poloh - bezpečné udržení nástroje v požadované poloze - rychlost otočení o 180° do 1 minuty (do 30s) - udržení polohy s přesností $\pm 1^\circ$ - umožnit upnutí nástrojů v rozsahu délek: <ul style="list-style-type: none"> • maximální délka 2,5m (max. šířka 1,5m) • minimální délka 1m - maximální nosnost zařízení je 4t - pro upnutí použít čelní plochy (kolmé k ose rotace) - rozložení hmot v sestavě nástroje nebude rovnoměrné vzhledem ke zvolené ose rotace 	<div style="text-align: center;">x</div> <div style="text-align: center;">x</div> <div style="text-align: center;">x</div> <div style="text-align: center;">x</div> <div style="text-align: center;">x</div> <div style="text-align: center;">x</div>	<div style="text-align: center;">(x)</div> <div style="text-align: center;">x</div>
<i>Provoz:</i> <ul style="list-style-type: none"> - četnost použití - vysoká - životnost min. 10let - údržba minimální - podlaha v dílně - betonová 	<div style="text-align: center;">x</div>	<div style="text-align: center;">x</div>
<i>Bezpečnost:</i> <ul style="list-style-type: none"> - vysoká stabilita (bezpečnost proti převržení) - bezpečnost proti zranění obsluhy při rotaci a upínání nástroje - zaoblit vnější hrany, masivní kryty 	<div style="text-align: center;">x</div> <div style="text-align: center;">x</div> <div style="text-align: center;">x</div>	
<i>Ergonomie:</i> <ul style="list-style-type: none"> - jednoduché a pohodlné ovládání - dodržení pracovních výšek dle ergonomických standardů - příznivý vzhled, design 	<div style="text-align: center;">x</div> <div style="text-align: center;">x</div>	<div style="text-align: center;">x</div>

<i>Ekonomie:</i> <ul style="list-style-type: none"> - příznivá cena zařízení - minimální náklady na provoz a údržbu 		x x
<i>Konstrukce:</i> <ul style="list-style-type: none"> - konstrukce s ohledem na výrobní prostředky nástrojárny při výrobě náhradních dílů - umožnit demontáž zařízení na místě - použít běžně dostupné normalizované díly - pro pohony využít dostupné energetické zdroje – elektrická energie, centrální rozvod tlakového vzduchu. 	x x x	x x x

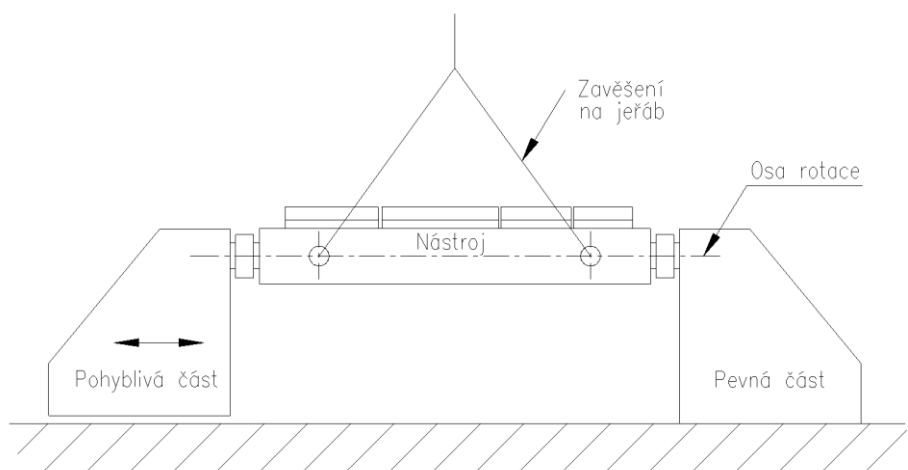
Tab. 1 Požadavkový list

3.2 Technologie

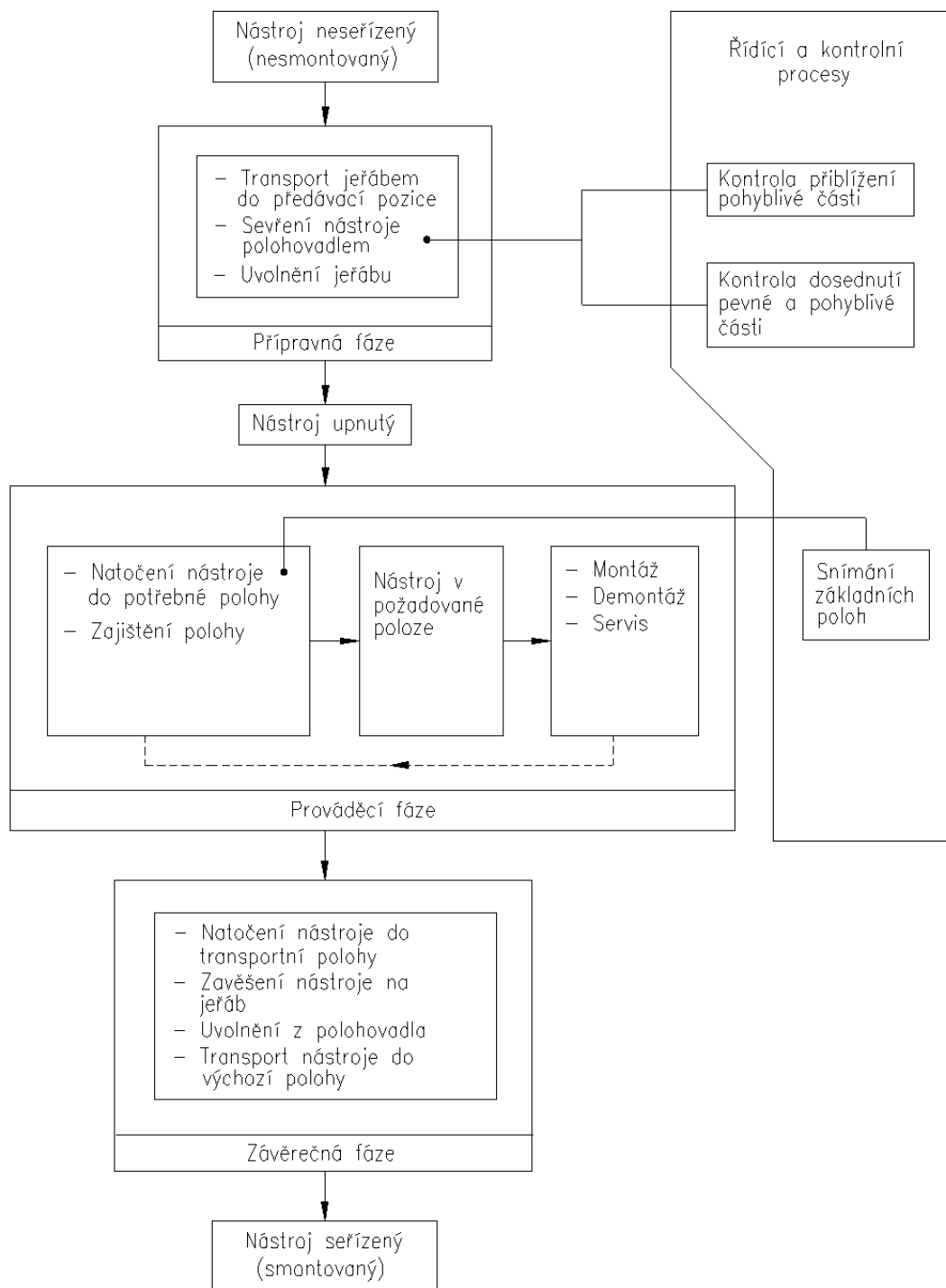
Zařízení sevře nástroj na jeho čelních stěnách, kolmo k ose rotace. Působením krouticího momentu docílí změny polohového stavu.

3.3 Technologický proces

Před dalším rozbořem zobrazím (pro názornost) základní představu, jak bude zařízení vypadat (obr. 10). Aby bylo možné upnout nástroje různých délek, bude jedna část polohovadla pevná a druhá pohyblivá. Pohybem pohyblivé části k pevné, dojde k upnutí nástroje.



Obr. 10 Předběžné schematické zobrazení polohovadla



Obr. 11 Transformační schéma – hlavní tok

Výchozí polohou nástroje je například vstup do haly, kde nástroj přiveze vysokozdvíhový vozík. Transformační proces je zobrazen na obr. 11. Obsluha pomocí halového jeřábu přesune nástroj do předávací polohy.

V předávací poloze je nástroj zavěšen na jeřábu v potřebné výšce nad zemí. Pohybem posuvné části k pevné části polohovadlo sevře nástroj. Snímače umístěné na pohyblivé a

pevné části zaznamenají sevření nástroje. Tímto je nástroj upnutý v polohovadle a je skončená přípravná fáze.

Po upnutí v polohovadle může obsluha přistoupit k vlastní montáži, demontáži apod. Natočení nástroje do potřebné polohy provede obsluha přes ovládací panel.

Po ukončení práce obsluha otočí nástroj do polohy vhodné pro další transport a zavěsí na jeřáb. Po uvolnění nástroje polohovadlem, jeřáb přesune nástroj do výchozí polohy.

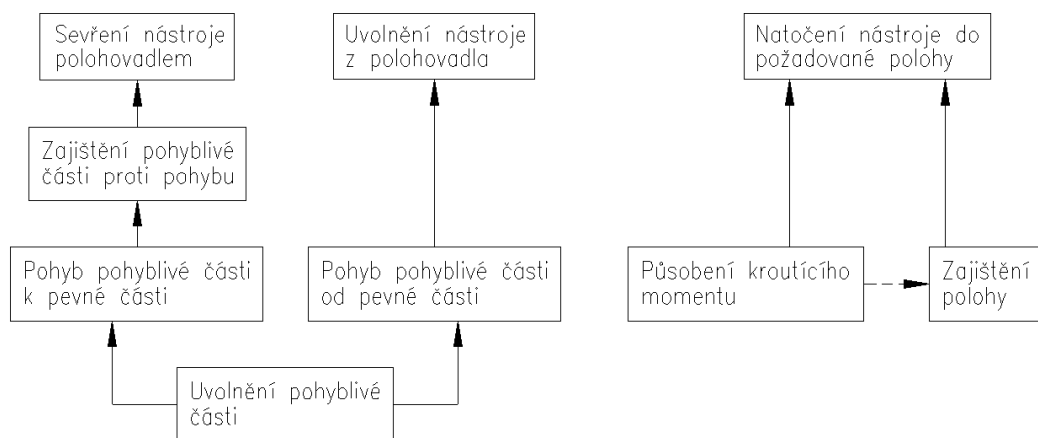
Rozdělení účinků mezi technický systém a člověka

Hmotnosti nástrojů, jejichž velikost je dána zadáním (délka 1 až 2,5m) se pohybuje řádově v tunách. Samotné zařízení bude navrženo tak, aby udrželo nástroj stabilně v požadované poloze. Hmotnost polohovadla bude odhadem ve stovkách kilogramů. Pohony, které budou řešit upnutí nástroje a jeho natáčení, nebude možné řešit ručně. Úloha obsluhy je tedy jasná, přes řídicí systém ovládat jednotlivé pohony.

Stanovení hranic technických systémů

Z transformačního procesu jsou zřejmé dvě základní funkce polohovadla. První funkce je upnutí nástroje, tuto funkci bude polohovadlo řešit pohybem pohyblivé části k pevné části (obr. 10). Druhá základní funkce je působení krouticího momentu na nástroj. Předpokládám, že tyto funkce budou na sobě nezávislé. Každá z těchto funkcí bude mít vlastní pohon. Tento předpoklad by se mohl změnit v případě, že by z rozboru vyplynula varianta, ve které by se daly tyto pohony příznivě spojit v jeden.

Hierarchický funkční strom



Obr. 12 Hierarchický funkční strom

Dvě základní funkce již byly zmíněny v předchozím odstavci. Docílení hlavních funkcí je realizováno působením dílčích funkcí ve zvolených hranicích technických systémů. K nalezení těchto dílčích funkcí je vhodné zobrazení ve formě hierarchického funkčního stromu (obr. 12).

3.4 Funkční struktura

Transformační účinky jsou doprovázeny nezbytnými účinky pohonnými, regulačními, spojovacími a nosnými. Kompletní funkční struktura je zobrazena v příloze, číslo výkresu, DP – 00 – 03.

3.5 Morfologická matice

Každá funkce může být realizována pomocí několika orgánů (nositelů funkcí). Výhodnou formou zápisu těchto možností je morfologická matice. V prvním sloupci jsou dílčí funkce převzaté z funkční struktury. K těmto jednotlivým funkcím jsou přiřazeny realizace různých funkčních principů a odpovídajících nositelů funkcí (orgánů).

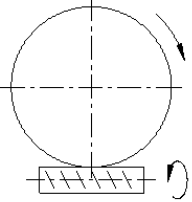
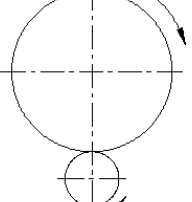
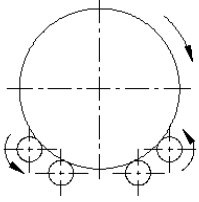
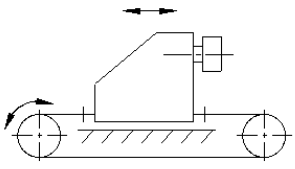
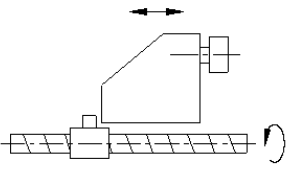
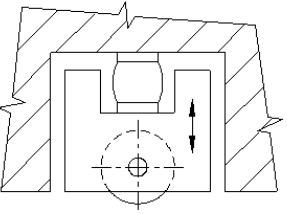
Nositelé funkcí převodů (tab. 2)

Převod (1.1)	Čelní zubová převodovka	Planetová převodovka	
Převod (2.1)	Čelní zubová převodovka	Řemenový převod	Planetová převodovka

Nositelé funkcí pohonů (tab. 3)

Pohon (1.2)	Hydraulický motor	Elektromotor
Pohon (2.2)	Hydraulický motor	Elektromotor
Pohon (3.2)	Pneumatický válec	

Nositelé hlavních funkcí (tab. 4)

① Působení krouticího momentu	Šnekový převod 	Čelní ozubení 	Odvalování nosného kola 
② Pohyb pohyblivé části	Řetězový převod 	Pohybový šroub 	
③ Zajištění pohyblivé části Uvolnění pohyblivé části	Vysunutí kola 		

Varianty řešení vzniknou vhodnou kombinací jednotlivých orgánů. Ne všechny kombinace jsou vhodné. V našem případě jsou z jednotlivých nositelů funkcí zkombinovány dvě varianty řešení.

3.6 Varianty řešení

Varianty řešení jsou pro lepší přehlednost nakresleny zvlášť v příloze. První varianta je zobrazena na výkrese – DP – 00 – 01, druhá varianta na výkrese – DP – 00 – 02.

1. Varianta

Hlavní funkce, působení krouticího momentu, je realizována pomocí šnekového převodu. Elektromotor pohání šnekovou hřídel přes řemenový převod. Řemenový převod

plní zároveň funkci pojistky. V případě že by došlo k přetížení (náraz na překážku), dojde k prokluzu řemenů.

Pohyb pohyblivé části je realizován pohybovým šroubem. Pohyblivá část se bude odvalovat po výsuvných kolečkách. Po dojezdu pohyblivé části na potřebné místo se zasunou kola a pohyblivá část dosedne na podložku. Tímto se z ní stane stabilní podpěra, jejímu pohybu brání vlastní hmotnost a zároveň šroubová vazba. Rovněž pohyblivá část je opatřena pojistkou proti přetížení. Třecí lamelová spojka bude nastavena na potřebný krouticí moment, při nárazu na překážku dojde k prokluzu lamel. Pohon pohyblivé části je řešen rovněž elektromotorem.

2. Varianta

Základní koncepce se výrazně neliší od první varianty, zařízení je rozděleno na pevnou a pohyblivou část. Zdvih pohyblivé části (1,5m) je příliš velký pro použití běžných lineárních pohonů (pneumatických nebo hydraulických). Pohyblivá část je v této variantě tažena řetězem. Rotace řetězového kola bude velmi pomalá, proto je pro pohon vybrán hydraulický pomaluběžný motor. Rovněž pro vyvození krouticího momentu je použit hydraulický motor. Oba pohony jsou opatřeny pojistnými spojkami a vhodným způsobem převodovány. Hydraulické pohony mají své nevýhody, např. vyšší pořizovací náklady, náročnější požadavky na údržbu a další. Jejich výhodou je snadné docílení fixace polohy hydraulickým zámkem, nebo plynulá regulace rychlosti.

Výběr varianty řešení

Výběr vhodné varianty je proveden na základě vybraných kritérií. Jednotlivá kritéria jsou bodově ohodnocena podle toho, v jaké míře splňuje daná varianta kritérium z hlediska jakosti. Bodové hodnocení má čtyři stupně:

1 bod	postačuje
2 body	vyhovuje uspokojivě
3 body	vyhovuje dobře
4 body	vyhovuje velmi dobře

V následující tabulce jsou obě varianty podrobeny hodnocení na základě vybraných kritérií.

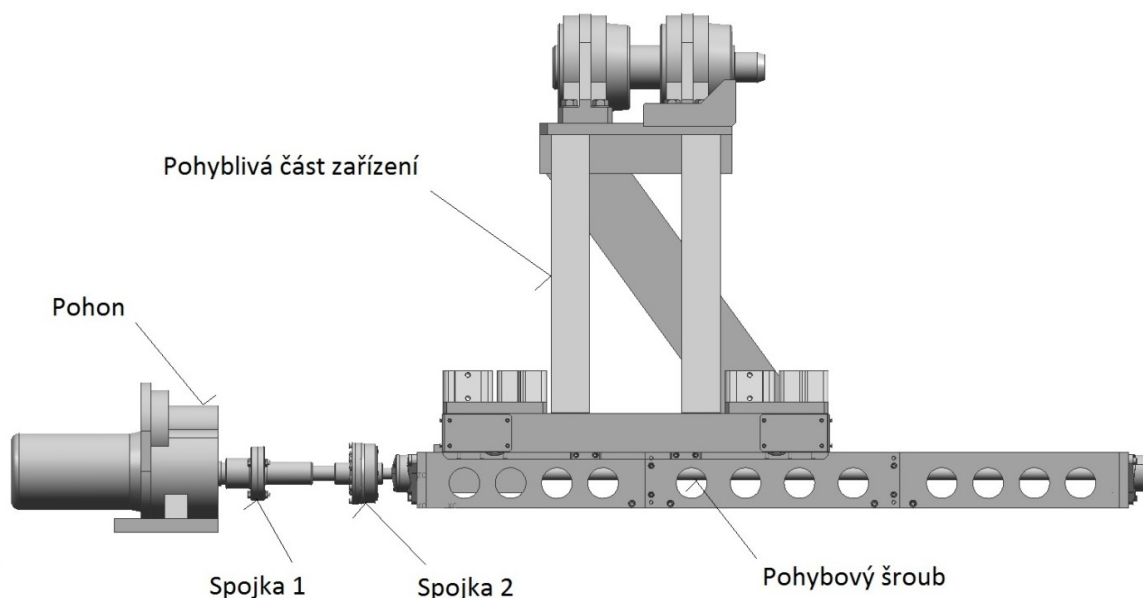
	Varianta 1	Varianta 2
Náklady na realizaci	3	2
Náklady na provoz a údržbu	4	3
Jednoduchost konstrukce	3	2
Splnění požadavků	3	4
Ekologické zatížení	3	2
Celkem	16	13

Tab. 4 Hodnocení variant řešení

Dle posuzovaných kritérií je vhodnějším řešením první varianta.

4 Pohyblivá část

Základní princip upínání je realizován pohybem pohyblivé části zařízení k pevné části. Pohon tvoří elektromotor s dvojstupňovou převodovkou. Rotační pohyb od pohonu je převáděn přes sérii spojek (obr. 14). První spojka slouží pro snadnou demontáž pohonného řetězce.



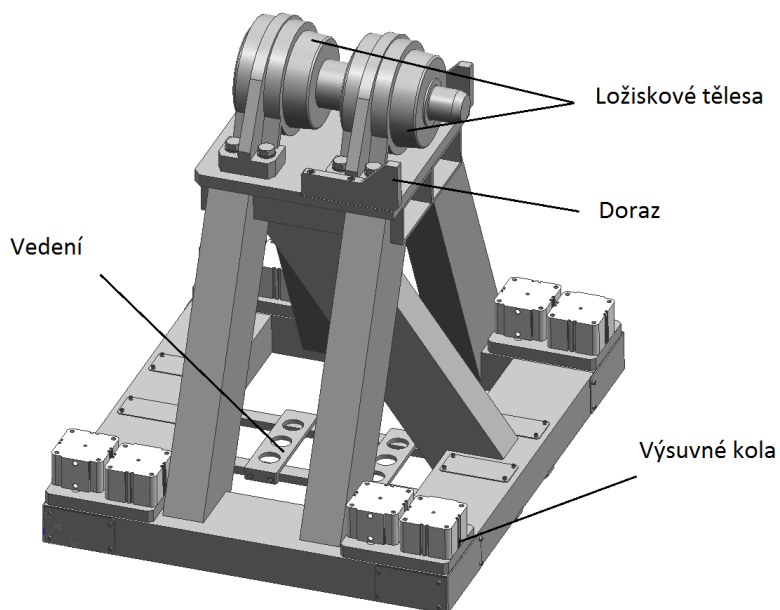
Obr. 14 Pohyblivá část zařízení

První spojka zároveň kompenzuje velký výstupní průměr, který vychází z pohonné jednotky, tento výstupní průměr hřídele (50mm) se nehodí konstrukčně do lamelové spojky. Druhá spojka je pojistná třecí lamelová spojka, tato spojka brání součásti proti přetížení. Rotační pohyb je následně převeden přes pohybový šroub na pohyb přímočarý. Pohybová část zařízení je opatřena pro lepší pohyb výsuvnými koly.

4.1 Pojezd

Pojezd se skládá ze svařované nosné konstrukce, na které jsou připevněné další zařízení (obr. 15).

- Ložisková tělesa s nosným hřídelem.
- Výsuvné kola.
- Vedení pohyblivé části.
- Ostatní konstrukční prvky – kryty, dorazy apod.

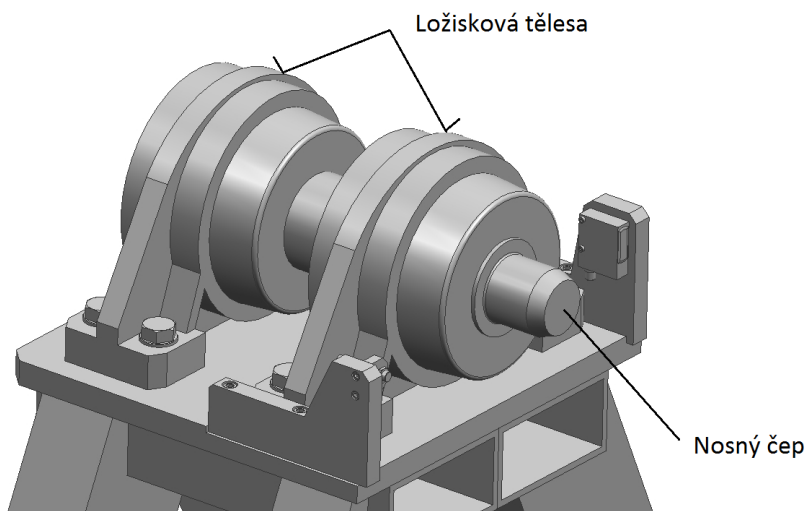


Obr. 15 Pojezd

4.1.1 Konstrukční zpracování pojezdu

Ložisková tělesa

Nástroj je uložen na nosném čepu. Nosný čep je uložen v ložiskových tělesech (obr. 16).



Obr. 16 Ložisková tělesa SKF

První ložiskové těleso nese zatížení od nástroje, druhé ložiskové těleso zachycuje přídavné ohybové namáhání hřídele.

Vybrané ložiskové tělesa:

Nedělená stojatá ložisková tělesa SBD jsou schopna zachytit velké zatížení působící nejen kolmo k dosedací ploše, ale i v dalších směrech.

Zdroj:

SKF [online]. 2011 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW:

<http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=260307&lang=cs>.

Ložisko SBDS 2226, hlavní parametry (příloha A):

Maximální zatížení v radiálním směru – 2100kN.

Průměr hřídele 115mm.

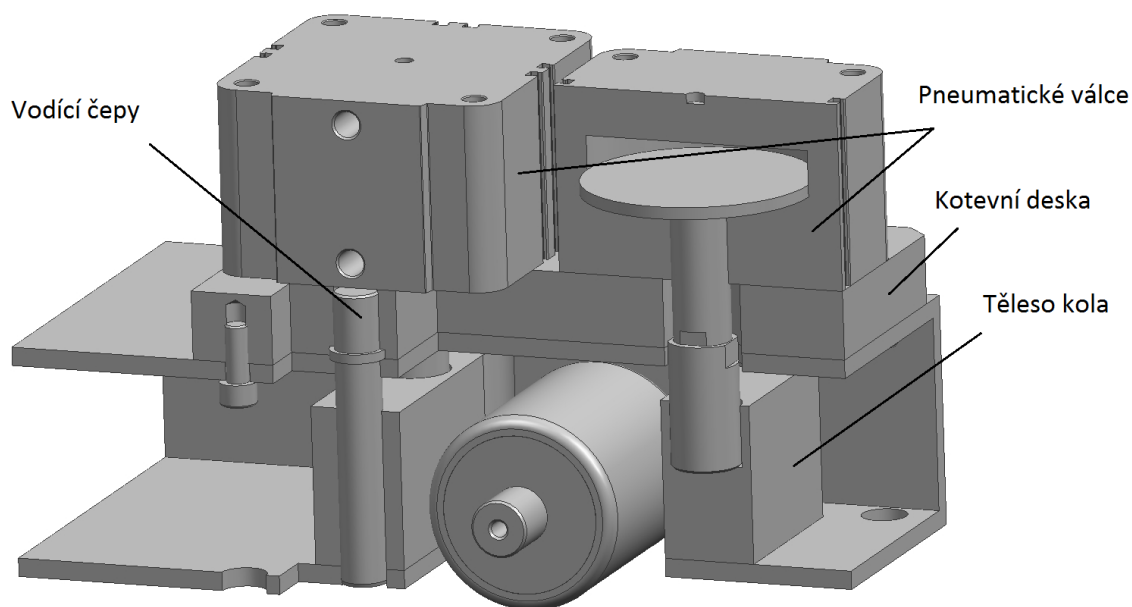
Ostatní parametry, katalog ložiskových těles SBD:

SKF [online]. 2011 [cit. 2011-05-09]. SBD. Dostupné z WWW:

<<http://www.skf.com/files/891586.pdf>>.

Výsuvné kola

Pohyblivá část je pro transport nadzvedávána pomocí výsuvných kol. Uložení kola je viditelné na obr. 17.



Obr. 17 Výsuvné kola

Kolo je uloženo v tělese kola. Těleso spolu s kolem jsou vedené na vodících čepech. Vodící čepy jsou ukotveny v kotevní desce a zároveň v nosné konstrukci. Kotevní deska je přišroubovaná na nosnou konstrukci. Pneumatické válce jsou přišroubované ke kotevní desce. Vysunutím pístu pneumatického válce je těleso kola vysunuto do spodní úvratě. Společně s tělesem kola je vysunuto i kolo, které svým vysunutím nadzvedne celou konstrukci.

Použitá kola – polyamidová kola pro paletovací vozíky:

Z jakostního polyamidu, barva-přírodní bílá, vysoká oděruvzdornost, nízký valivý odpor, lehký chod po hladkém povrchu, nárazu- a rázu- a rázu- a rázu- odolné vůči korozi, s kuličkovým ložiskem

Zdro (katalog):

Marek Industrial [online]. 2006 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW:

<<http://marek.eu/cz/produkty/b-blickle-b-pojezdova-kola-a-kladky/kola-a-kladky-pro-paletovaci-voziky/>>.

Hlavní parametry (příloha B):

Průměr kola 85mm.

Šířka kola 100mm.

Nosnost 1100kg.

Průměr otvoru pro osu 20mm.

Pneumatické válce FESTO, ADVU-100-15-A-P-A:

Katalog, zdroj:

FESTO [online]. 2006 [cit. 2011-05-09]. ADVU. Dostupné z WWW:

<http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/ADVU_CZ.PDF>.

Vybrané parametry (příloha C):

Průměr pístu 100mm.

Zdvih 15mm.

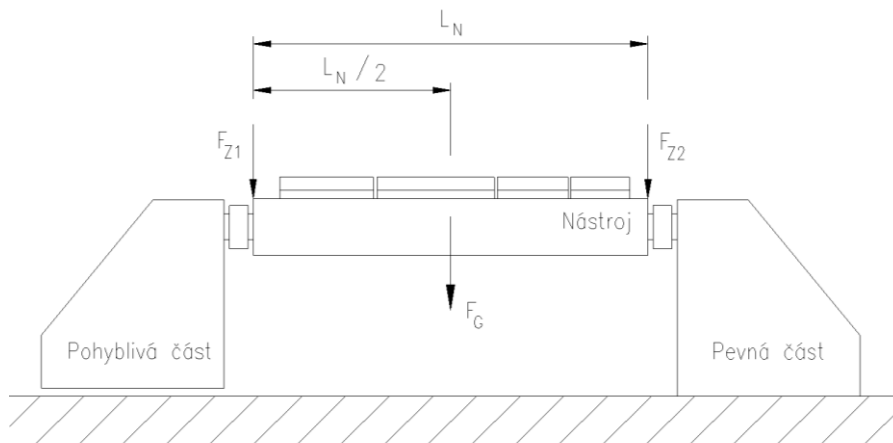
Připojení pneumatiky G1/4.

Provozní tlak 0,6 .. 10 bar (1bar = 0,1MPa).

Teoretická síla při 6 barech, pohyb vpřed – 4712N.

4.1.2 Zatížení pojezdu

Pro zjednodušení předpokládám v podélném směru nástroje rovnoměrné rozložení hmot v nástroji. Působíště tíhové síly je proto umístěno v polovině délky nástroje (obr. 18).



Obr. 18 Zatížení pevné a pohyblivé části

Tíhová síla od hmotnosti nástroje:

$$F_G = m_G \cdot g = 4000 \cdot 9,81 = 39240N \quad (1)$$

V důsledku rovnoměrného rozložení sil po délce nástroje, je zatížení pohyblivé části stejné jako zatížení pevné části. Má-li být tíhová síla výslednicí působící uprostřed délky nástroje, pak bude platit:

$$F_{Z1} = F_{Z2} = \frac{F_G}{2} = \frac{39240}{2} = 19620N \quad (2)$$

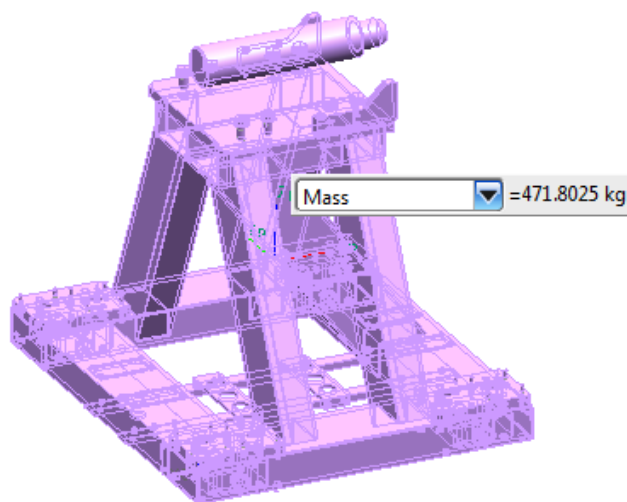
4.1.3 Hmotnost pojezdu

Pro výpočet hmotnosti je pojezd rozdělen na několik dílčích částí. První část je svařenec se všemi kovovými součástmi. Pro zjištění hmotnosti této části je s výhodou využito modelu. Hmotnost vypočtená pomocí softwaru je na obr. 19.

Do tohoto výpočtu nejsou zahrnuté:

- Hmotnost ložiskového tělesa m_{LT} (2x52kg)
- Hmotnost pneumatického válce m_{pV} (8x3kg)
- Hmotnost výsuvného kola m_{VK} (4x1,6kg)

Hmotnost těchto součástí je odečtena z katalogových listů jednotlivých dílů.



Obr. 19 Výpočet hmotnosti pojezdu (m_p) pomocí softwaru Unigraphics NX6

Celková hmotnost

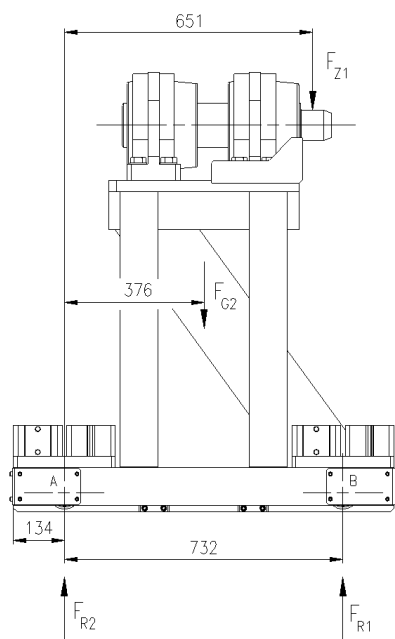
$$m_{pc} = m_p + 2 \cdot m_{LT} + 8 \cdot m_{PV} + 4 \cdot m_{VK} = 472 + 2 \cdot 52 + 8 \cdot 3 + 4 \cdot 1,6 = 606,4 \text{ kg} \cong 610 \text{ kg} \quad (3)$$

4.1.4 Vysouvací kola

Tíhová síla pohyblivé části:

$$F_{G2} = m_{pc} \cdot g = 610 \cdot 9,81 = 5984 \text{ N} \quad (4)$$

Výpočet reakcí v podpěrách (výsuvná kola). Rozměry vyplývají z konstrukčního řešení (obr. 20).



Obr. 20 Zatížení pojezdu

Momentová rovnováha k bodu A:

$$F_{R1} \cdot 732 = F_{G2} \cdot 376 + F_{Z1} \cdot 651 \quad (5)$$

$$F_{R1} = \frac{F_{G2} \cdot 376 + F_{Z1} \cdot 651}{732} = \frac{5984 \cdot 376 + 19620 \cdot 651}{732} = 20523N$$

Momentová rovnováha k bodu B:

$$F_{R2} \cdot 732 = F_{G2} \cdot (732 - 376) + F_{Z1} \cdot (732 - 651) \quad (6)$$

$$F_{R2} = \frac{F_{G2} \cdot (732 - 376) + F_{Z1} \cdot (732 - 651)}{732} = \frac{5984 \cdot 356 + 19620 \cdot 81}{732} = 5082N$$

Přední kola, ve kterých působí reakce F_{R1} , jsou zatížena výrazně víc než zadní kola. Kontrolu nosnosti kol provedu pouze pro přední kola. Sílu pneumatických válců ověřím rovněž při zvedání předních kol.

Kontrola zatížení předních kol:

Zatěžující hmotnost:

$$m_z = \frac{F_{R1}}{g} = \frac{20523}{9,81} = 2092kg \quad (7)$$

Nosnost jednoho kola je dle katalogu 1100kg, pro dvě přední kola je nosnost 2200kg – kola vyhovují.

Kontrola sil vysouvacích pneumatických válců:

Aby došlo k nadzvednutí pohyblivé části, musí vysouvací síly překonat svou velikostí reakce F_{R1} a F_{R2} .

Nadzvednutí dvou předních kol zajišťují čtyři pneumatické válce. Z katalogu lze vyčíst sílu jednoho pneumatického válce při tlaku 0,6MPa, $F_{PV} = 4712N$. Průměr válce ($d_v = 100mm$).

Síla čtyř pneumatických válců při tlaku 0,6MPa:

$$4 \cdot F_{PV} = 4 \cdot 4712 = 18848N < F_{R1}(20523N) \quad (8)$$

Síla pneumatických válců nestačí pro vysunutí předních kol, proto provedu přepočet provozního tlaku.

Minimální síla pneumatických válců:

$$F_{PVmin} = \frac{F_{R1}}{4} = \frac{20523}{4} = 5131N \quad (9)$$

Potřebný provozní tlak:

$$p_{Vmin} = \frac{F_{PVmin}}{S_V} = \frac{F_{PVmin}}{\frac{\pi \cdot d_V^2}{4}} = \frac{5131}{\frac{\pi \cdot 100^2}{4}} = 0,65MPa \quad (10)$$

Provozní tlak volím 0,7MPa.

Síla čtyř válců při tlaku 0,7MPa:

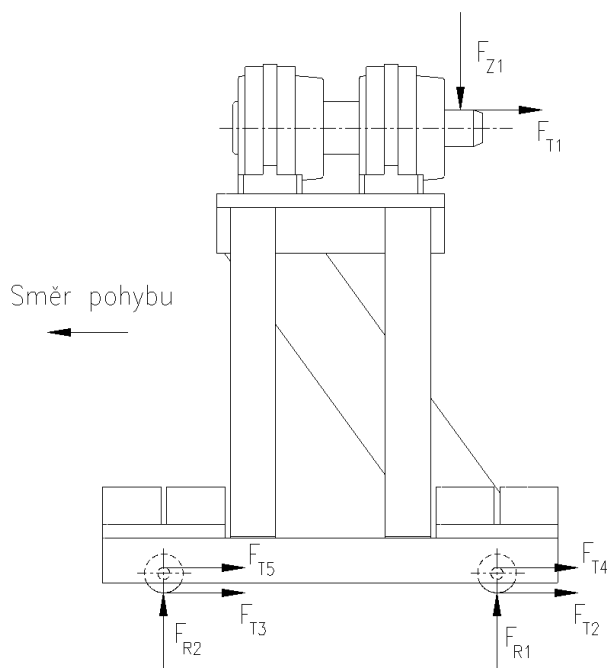
$$4 \cdot F_{PV} = 4 \cdot p_V \cdot S_V = 4 \cdot p_V \cdot \frac{\pi \cdot d_V^2}{4} = 4 \cdot 0,7 \cdot \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 21991N$$

$$> F_{R1}(20523N) \quad (11)$$

Při provozním tlaku 0,7MPa, pneumatické válce vyhovují.

Výpočet tažné síly pro pohyb pojezdu

Pro pohyb pohyblivé části bude potřeba překonat odpory bránící pohybu (obr. 21). Tažná síla bude vypočtena pro případ, kdy je pohyblivá část zatížena nástrojem. Pohybu brání třecí síla od zatížení nástrojem F_{T1} . Další silou, která výrazně ovlivní tažnou sílu, je odpor kol při valení F_{T2} a T_{T3} . Méně výrazný bude odpor valivých ložisek kol F_{T4} a F_{T5} .



Obr. 21 Odpory při pohybu pojezdu

Součinitel tření mezi nástrojem a nosným čepem volím dle tabulek ([2] str. 48) $f = 0,2$.

$$F_{T1} = F_{Z1} \cdot f = 19620 \cdot 0,2 = 3924N \quad (12)$$

Výpočet valivého odporu dle literatury ([3] str. 81).

$$F_{T2} = F_{R1} \cdot \frac{\delta}{r_k} = 20523 \cdot \frac{0,0077}{0,0425} = 3718N \quad (13)$$

$$F_{T3} = F_{R2} \cdot \frac{\delta}{r_k} = 5082 \cdot \frac{0,0077}{0,0425} = 921N \quad (14)$$

δ – Rameno valivého odporu, pro tvrdou pryž na oceli je $\delta = 0,0077m$ (příloha D).

Zdroj:

Converter [online]. 2002 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW:

<<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>>.

Výpočet tření v ložiskách kol (příloha E)

Odhad třecího momentu dle katalogu výrobce SKF, zdroj:

Tření [online]. 2010 [cit. 2011-05-11]. Dostupné z WWW:

<<http://zbozi.arkov.cz/dl/311/Treni.pdf.html>>.

$$M = 0,5 \cdot \mu \cdot P \cdot d \quad (15)$$

M = třecí moment ložiska, [Nm]

μ = konstantní součinitel tření (pro kuličková ložiska $\mu = 0,0015$)

P = ekvivalentní dynamické zatížení ložiska, [N]

d = průměr díry ložiska, [m]

Ekvivalentní dynamické zatížení je pro ložisko, které není namáháno axiální silou, rovno radiálnímu zatížení. V našem případě jsou kola zatížena reakcemi F_{R1} a F_{R2} .

$$F_{T4} = \frac{M}{0,5 \cdot d} = \mu \cdot F_{R1} = 0,0015 \cdot 20523 = 30,8N \quad (16)$$

$$F_{T5} = \frac{M}{0,5 \cdot d} = \mu \cdot F_{R2} = 0,0015 \cdot 5082 = 7,6N \quad (17)$$

Celková tažná síla pro pohyb pohyblivé části:

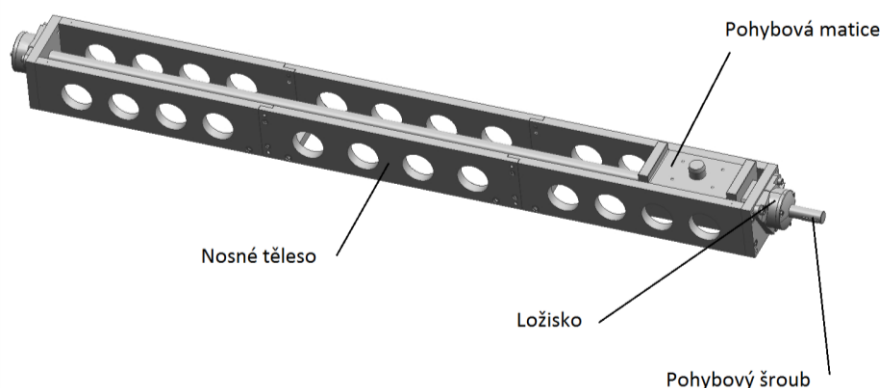
$$F_{TC} = F_{T1} + F_{T2} + F_{T3} + F_{T4} + F_{T5} = 3924 + 3718 + 921 + 30,8 + 7,6 \\ \cong 8602N \quad (18)$$

4.2 Lineární modul

Lineární modul je mechanický převodník, převádí rotační pohyb hřídele na lineární pohyb matice.

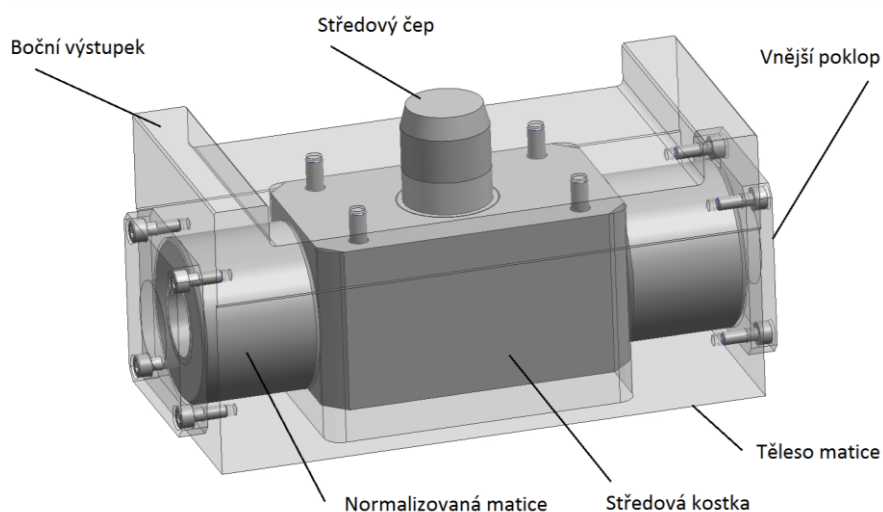
4.2.1 Konstrukční zpracování

Lineární modul se skládá z nosného tělesa (obr. 22). Nosné těleso je sešroubované z několika částí. Čelní desky nosného tělesa jsou osazeny ložiskovými tělesy. Matice je s malou vůlí vedena na vnitřních stěnách bočních desek. Vnější stěny bočních desek jsou zároveň vedení pro pohybovou část, na které jsou umístěny vodící tyče.



Obr. 22 Lineární modul

Sestava matice je složena ze dvou normalizovaných pohybových matic, které jsou uloženy v tělese. Tyto matice si při vkládání dosednou na středovou kostku a vnějšími poklopy jsou sevřeny. Středový čep ustavuje nosné těleso pojezdu. Tažnou sílu matice přenáší na pohybovou část boční výstupky tělesa matice (obr. 23).



Obr. 23 Pohybová matice

Použitý pohybový šroub a matice:

Firma T.E.A. Technik s.r.o. nabízí potřebné trapézové šrouby a matice.

Zdroj:

T.E.A Technik [online]. 2009 [cit. 2011-05-09]. Trapézové šrouby. Dostupné z WWW: <<http://www.teatechnik.cz/trapezove-srouby-1/>>.

T.E.A Technik [online]. 2009 [cit. 2011-05-09]. Kruhové matice. Dostupné z WWW: <<http://www.teatechnik.cz/kruhove-matice/>>.

Šroub i matice jsou dodávány z materiálu C15. Firma nabízí pohybové šrouby dostatečné délky, zároveň nabízí různá stoupání.

Vlastnosti materiálu C15, zdroj:

Příručka Bolzano [online]. 2004 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW: <<http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/ocelikcementovani/C15/>>.

Pro další výpočet budou potřeba základní pevnostní vlastnosti:

$R_e - 295\text{MPa}$

$R_m - 490 - 735\text{MPa}$

Použitá ložisková tělesa:

Přírubová ložisková tělesa FNL, bližší informace, zdroj:

SKF [online]. 2011 [cit. 2011-05-09]. FNL. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=2_1_2_14>.

4.2.2 Návrh a kontrola pohybového šroubu a matice

Předlohou pro pevnostní výpočty je vysokoškolská příručka – Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku (příručka VŠB – TU Ostrava).

Zdroj:

347.vsb.cz [online]. 2009 [cit. 2011-05-09]. Příručka šroubový zvedák. Dostupné z WWW: <<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-sroubovyzvedak.pdf>>.

Předběžný výpočet velikosti závitu šroubu

Koeficient zahrnující vliv, zatím neznámého, krutu, $\beta = 1,3$ (volím dle [17], str. 8).

Součinitel statické bezpečnosti volím $k_s = 3$ (dle [17], str. 8).

Předběžný návrh vychází z pevnostní podmínky pro prosté tlakové namáhání:

$$\beta \cdot \frac{F_{TC}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (19)$$

$$d_3 \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot k_s \cdot F_{TC}}{\pi \cdot R_e}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3 \cdot 8602}{\pi \cdot 295}} = 12,0mm \quad (20)$$

Po předběžné kontrole závitové tyče na vzpěr, je nutné tento průměr výrazně zvětšit. Závit tyče volím **TR 36x3** ČSN 014050.

Vybrané parametry závitu (dle[2], str. 154):

Vnější průměr pohybového šroubu	$d = 36mm$.
Střední průměr závitu	$d_2 = 34,5mm$.
Průměr dříku	$d_3 = 32,5mm$.
Stoupání závitu	$P_z = 3mm$.
Vnitřní průměr matice	$D_1 = 33mm$

Pohybový šroub je namáhán kombinovaným namáháním tlakem (tahem) a krutem.

Pevnostní kontrola podle Guestovy pevnostní hypotézy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{d,t}^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \leq \sigma_D \quad (21)$$

Nominální krouticí moment:

$$M_N = F_{TC} \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 8602 \cdot \tan(1,6 + 7,1) \cdot \frac{0,0345}{2} = 22,7Nm \quad (22)$$

Pro pevnostní výpočet budu počítat se zvýšenou hodnotou zatěžující síly o bezpečnost $k_1 = 2$.

Přepočet zatěžujícího krouticího momentu:

$$M_{TZ} = k_1 \cdot M_N = 2 \cdot 22,7 = 45,4Nm \quad (23)$$

Normálové napětí v tahu (při uvolnění nástroje), nebo v tlaku (pro upínání nástroje):

$$\sigma_{d,t} = \frac{k_1 \cdot F_{TC}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{2 \cdot 8602}{\frac{\pi \cdot 32,5^2}{4}} = 20,7 \text{ MPa} \quad (24)$$

Smykové napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_{TZ}}{W_k} = \frac{M_{TZ}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{45400}{\frac{\pi \cdot 32,5^3}{16}} = 6,7 \text{ MPa} \quad (25)$$

ψ – úhel stoupání

$$\psi = \arctg \frac{P_z}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{3}{\pi \cdot 34,5} = 1,6^\circ \quad (26)$$

φ' – redukovaný třecí úhel.

Výpočet redukovaného třecího úhlu vychází ze základního součinitele smykového tření v závitech zvětšeného účinkem sklonu boků lichoběžníkového závitu.

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,12}{\cos 15^\circ} = 7,1^\circ \quad (27)$$

f_z – součinitel tření v závitech, pro ocel na ocel, volím $f_z = 0,2$ (dle [17], str. 18)

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{d,t}^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{20,7^2 + 4 \cdot 6,7^2} = 24,7 \text{ MPa} \quad (28)$$

Dovolené napětí pro ocel s $R_e = 290$ pro míjivý tlak (tah), $\sigma_D = 90 \text{ MPa}$ (dle [2], str. 56).
Pevnostní kontrola vyhovuje.

Kontrola tlaku v závitech matice:

Pohybová matice (obr. 11) je složená ze dvou normalizovaných matic. Předpokládám, že zatížení nese pouze jedna matice.

Použitá matice: MR-Tr 36x3 ST, TEA Technik, délka matice $L_m = 54 \text{ mm}$.

Počet závitů matice:

$$z_m = \frac{L_m}{P_z} = \frac{54}{3} = 18 \quad (29)$$

Nosná hloubka závitu:

$$H_m = \frac{d - D_1}{2} = 1,5 \text{ mm} \quad (30)$$

Tlak v závitech matice

$$p_m = \frac{k_1 \cdot F_{TC}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_m \cdot z_m} = \frac{2 \cdot 8602}{\pi \cdot 34,5 \cdot 1,5 \cdot 18} = 5,9 \text{ MPa} \quad (31)$$

Dovolený tlak v závitech $p_D = 20\text{MPa}$ (dle [17], str. 18). Kontrola tlaku v závitech matice vyhovuje.

Kontrola pohybového šroubu na vzpěr:

Kontrola pohybového šroubu na vzpěr je vedena dle výukového manuálu, zdroj:

Sšpu Opava [online]. 2009 [cit. 2011-05-09]. Mechanika II. Dostupné z WWW: http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/Mechanika_II_vyukovy_manual_na_SSPU_Opava.pdf.

Dle způsobu uložení pohybové tyče je redukovaná délka (dle [18], str. 67):

$$l_0 = \frac{l_{zT}}{\sqrt{2}} = \frac{1,606}{\sqrt{2}} = 1,136m \quad (32)$$

Kvadratický moment průřezu:

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,0325^4}{64} = 54,77 \cdot 10^{-9}m^4 \quad (33)$$

Kritická síla:

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_0^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 54,77 \cdot 10^{-9}}{1,136^2} = 87964N \quad (34)$$

Bezpečnost ke kritické síle:

$$k = \frac{F_{KR}}{k_1 \cdot F_{TC}} = \frac{87964}{2 \cdot 8602} = 5,1 \quad (35)$$

Bezpečnost by se měla pohybovat v rozmezí 2-20, bezpečnost vyhovuje.

Plocha nosného průřezu:

$$S_N = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0325^2}{4} = 829,6 \cdot 10^{-6}m^2 \quad (36)$$

Poloměr kvadratického momentu:

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{S_N}} = \sqrt{\frac{54,77 \cdot 10^{-9}}{829,6 \cdot 10^{-6}}} = 0,008128m \quad (37)$$

Štíhlostní poměr:

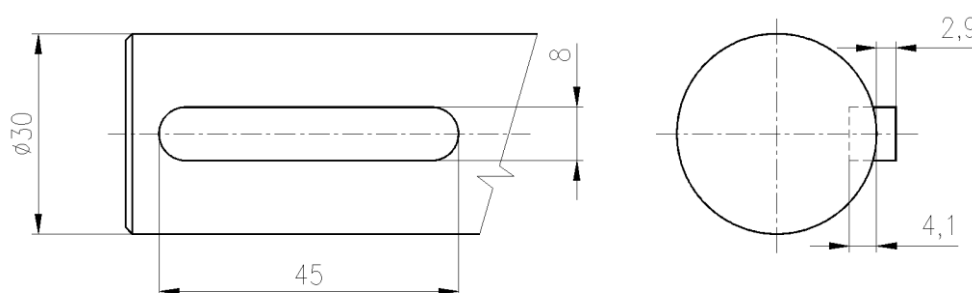
$$\lambda = \frac{1,079}{0,008128} = 132,7 \quad (38)$$

Mezní štíhlost pro uhlíkové oceli je $\lambda_m = 90$ až 105.

$\lambda > \lambda_m$ – výpočet je v pořádku.

4.2.3 Kontrola přenosu krouticího momentu

Přenos krouticího momentu z lamelové třecí spojky na pohybový šroub je přenášen pomocí pera. Spojení součástí pomocí pera se vyskytuje v pohonném řetězci vícekrát. Spojení lamelové spojky s pohybovým šroubem má však v porovnání s ostatními nejmenší rozměry, proto zkontroluju pouze toto spojení.



Obr. 24 Pero na hřídeli pohybového šroubu

Charakteristické rozměry:

Průměr hřídele $d = 30\text{mm}$

Délka pera $l = 45\text{mm}$

Šířka pera $b = 8\text{mm}$

Výška pera v náboji $t_1 = 2,9\text{mm}$

Kontrola na stříh

$$F_t = \frac{M_{TZ}}{\frac{d}{2}} = \frac{45400}{\frac{30}{2}} = 3027\text{N} \quad (39)$$

$$\tau = \frac{F_t}{l \cdot b} = \frac{3027}{45 \cdot 8} = 8,4\text{MPa} \quad (40)$$

Toto napětí je velmi nízké, kontrola na smyk vyhovuje

Kontrola na otláčení v náboji

Tlak působící v náboji je horší, než tlak působící v hřídeli, proto kontroluju pouze tlak na straně náboje.

$$F_2 = \frac{M_{TZ}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{45400}{\frac{30}{2} + \frac{2,9}{2}} = 2760N \quad (41)$$

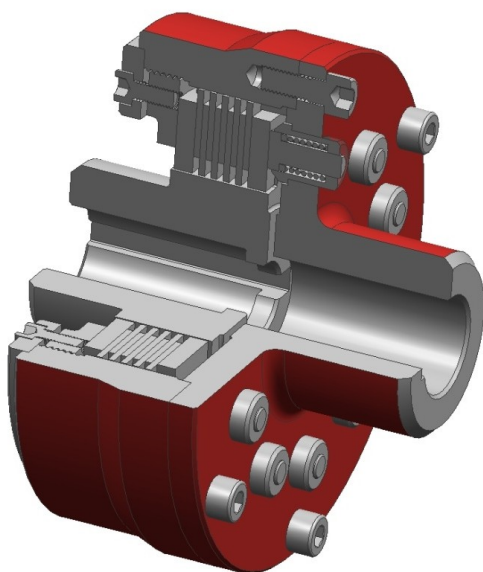
$$p_2 = \frac{F_2}{(l-b)t_1} = \frac{2760}{(45-8) \cdot 2,9} = 25,7MPa < 80MPa \quad (42)$$

Kontrola na tlak vyhovuje. Dovolенý tlak volím dle literatury [4], příklad str. 65.

4.3 Pojistná třecí lamelová spojka

Při pohybu posuvné jednotky by mohlo dojít k nárazu do překážky. Stejná situace by mohla nastat při selhání některého z kontrolních snímačů a následnému nárazu posuvné jednotky do nástroje, nebo na konec lineárního vedení.

Pokud dojde k překročení nastavené síly, začne prokluzovat pojistná spojka. Spojka takto chrání součásti proti přetížení.



Obr. 25 Třecí lamelová spojka

Ve výpočtu krouticího momentu na spojce je zahrnutá účinnost pohybového šroubu a bezpečnost spojky.

Pokud dojde k překročení vypočtené tažné síly o 50%, spojka vypne, $k_2 = 1,5$.

Účinnost šroubové vazby je odečtena za grafu ([5], str. 38), $\eta_{ss} = 0,55$. Do celkové účinnosti pohybového šroubu započtu i ložisková tělesa, ve kterých je uložen. Účinnost valivého ložiska je odečtena z literatury ([5], str. 38), $\eta_L = 0,99$.

Celková účinnost pohybového šroubu.

$$\eta_{PS} = \eta_{SS} \cdot \eta_L \cdot \eta_L = 0,55 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,54 \quad (43)$$

Krouticí moment na pojistné spojce.

$$M_{ks} = k_2 \cdot \frac{M_N}{\eta_{PS}} = 1,5 \cdot \frac{22,7}{0,54} = 63,1 Nm \quad (44)$$

Průměr hřídele z pevnostní podmínky

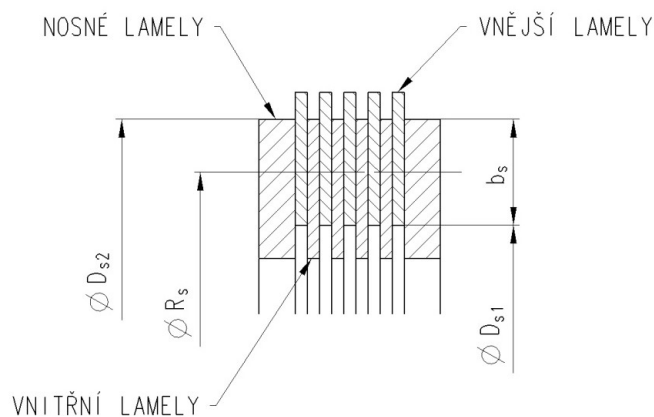
Dovolené napětí v krutu volím dle literatury ([6], str. 99), $\tau_D = 20 \text{MPa}$.

$$\tau = \frac{M_{ks}}{W_K} = \frac{M_{ks}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{sp}^3} \leq \tau_D \quad (45)$$

$$d_{sp} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{ks}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 63100}{\pi \cdot 20}} = 25,2 mm \quad (46)$$

Volím normalizovaný průměr hřídele $d_{sp} = 30 \text{mm}$.

Parametry třecích ploch



Obr. 26 Geometrické parametry lamel

Vnitřní průměr lamel volím $D_{s1} = 81 \text{mm}$. D_{s2} vypočteno dle [1], str. 11.

$$D_{s2} = \frac{D_{s1}}{0,7} = \frac{81}{0,7} = 115,7 \cong 116 mm \quad (47)$$

$$R_s = \frac{D_{s1} + D_{s2}}{4} = \frac{81 + 116}{4} = 49,25 mm \quad (48)$$

$$b_s = \frac{D_{s2} - D_{s1}}{2} = \frac{116 - 81}{2} = 17,5 mm \quad (49)$$

Přítlačná síla lamel

$$F_L = \frac{M_{ks}}{i_s \cdot f_L \cdot R_s} = \frac{63100}{10 \cdot 0,15 \cdot 49,25} = 854,1N \quad (50)$$

Počet stykových ploch lamel volím dle obrázku 26, $i_s = 10$.

Součinitel tření mezi lamelami dle [19], str. 12, pro ocel – ocel, $f = 0,15$.

Plocha lamel:

$$S_L = \frac{\pi}{4} (D_{s2}^2 - D_{s1}^2) = \frac{\pi}{4} (116^2 - 81^2) = 5415,3mm^2 \quad (51)$$

Tlak ve stykové ploše

Dovolený tlak:

$$p_{DL} = p_o \cdot c_v \cdot c_i \quad (52)$$

Tlak p_o dle [19], tab., str. 12, pro materiál třecích ploch – kalená ocel, $p_o = 0,3MPa$.

Součinitel vlivu počtu stykových ploch dle [19], str. 13, pro 10 stykových ploch, $c_i = 0,79$.

Obvodová rychlost na středním poloměru:

$$v_L = 2 \cdot \pi \cdot R_s \cdot n_s = 2 \cdot \pi \cdot 0,04925 \cdot \frac{160}{60} = 0,825ms^{-1} \quad (53)$$

Součinitel vlivu obvodové rychlosti:

$$c_v = \sqrt{\frac{2,5}{v_L}} = \sqrt{\frac{2,5}{0,825}} = 1,74 \quad (54)$$

Dovolený tlak

$$p_{DL} = p_o \cdot c_v \cdot c_i = 0,3 \cdot 0,79 \cdot 1,74 = 0,41MPa \quad (55)$$

Tlak ve stykové ploše:

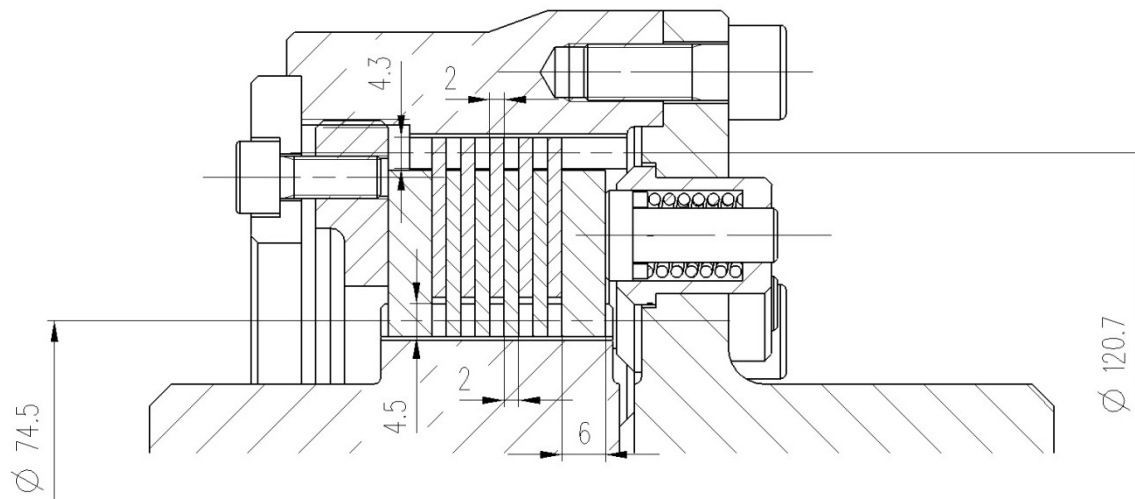
$$p_L = \frac{F_L}{S_L} = \frac{847,4}{5415,3} = 0,16MPa \quad (56)$$

Tlak ve stykové ploše vyhovuje.

Kontrola zubů lamel na otláčení

Vnitřní i vnější lamely jsou spojeny s nábojem pomocí rovnobokého drážkování. Drážkování není normalizováno a je předepsáno na výrobních výkresech.

Geometrické rozměry potřebné pro výpočet vyplývají z konstrukčního řešení:



Obr. 27 Řez spojkou

Parametry vyplývající z obrázku 10:

D_{L1} – Střední vnitřní průměr zubů ($D_{L1} = 74.5\text{mm}$)

D_{L2} – Střední vnější průměr zubů ($D_{L2} = 120.7\text{mm}$)

t_{L1} – Tloušťka vnitřní lamely ($t_{L1} = 2\text{mm}$)

t_{L2} – Tloušťka vnější lamely ($t_{L2} = 2\text{mm}$)

t_{K1} – Tloušťka nosné lamely ($t_{K1} = 6\text{mm}$)

a_{L1} – výška nosné plochy vnitřních lamel ($a_{L1} = 4.5\text{mm}$)

a_{L2} – výška nosné plochy vnějších lamel ($a_{L2} = 4.3\text{mm}$)

Další potřebné parametry pro výpočet:

i_{L1} – počet vnitřních lamel ($i_{L1} = 4$)

i_{K1} – počet krajních nosných lamel ($i_{K1} = 2$)

i_{L2} – počet vnějších lamel ($i_{K2} = 5$)

z_L – počet zubů vnějších, vnitřních i nosných lamel ($z_L = 4$)

Kontrola vnitřních lamel

Síla působící na zuby vnitřních lamel:

$$F_{L1} = \frac{M_{KS}}{\frac{D_{L1}}{2}} = \frac{63100}{\frac{74,5}{2}} = 1694N \quad (57)$$

Tlak působící na zuby vnitřních lamel (vnitřní + nosné):

$$p_{L1} = \frac{F_{L1}}{(i_{L1} \cdot t_{L1} \cdot a_{L1} \cdot z_L) + (i_{K1} \cdot t_{K1} \cdot a_{L1} \cdot z_L)} = \frac{1694}{(4 \cdot 2 \cdot 4,5 \cdot 4) + (2 \cdot 6 \cdot 4,5 \cdot 4)} = 4,7MPa \quad (58)$$

Kontrola vnějších lamel

Síla působí na zuby vnějších lamel:

$$F_{L2} = \frac{M_{KS}}{\frac{D_{L2}}{2}} = \frac{63100}{\frac{120,7}{2}} = 1046N \quad (59)$$

Tlak působící na zuby vnějších lamel:

$$p_{L2} = \frac{F_{L2}}{i_{L2} \cdot t_{L2} \cdot a_{L2} \cdot z_L} = \frac{1046}{5 \cdot 2 \cdot 4,3 \cdot 4} = 6,1MPa \quad (60)$$

Dle podobnosti s přenosem krouticího momentu pomocí pera, volím hodnotu dovoleného tlaku $p_{DZ} = 80MPa$. Zvoleno podle příkladu ([4], str. 65)

Tlak na zubech vnějších i vnitřních lamel vyhovuje.

Návrh pružin

Vypočtená přitlačná síla $F_L = 854,1N$.

Navrhuju 10 pružin, rovnoměrně rozložených po obvodě spojky.

Síla jedné pružiny:

$$F_{PR} = \frac{F_L}{10} = \frac{847,4}{10} = 85,4N \quad (61)$$

Vybraná tlačná pružina firmy FEVOS: **tlačná pružina TL 1,6x11,6x19x6,5**

Zdroj (katalog):

Fevos [online]. 2010 [cit. 2011-05-09]. Tlačné pružiny. Dostupné z WWW: <http://www.pruziny-fevos.cz/Tlacnepruz.pdf>.

Parametry pružiny (dle katalogu, příloha H):

Síla při maximálním stlačení $F_8 = 98\text{N}$.

Délka v nezatíženém stavu $l_0 = 19\text{mm}$.

Délka pružiny při maximálním zatížení $l_8 = 12,3\text{mm}$.

Tuhost pružiny $C = 14,655\text{N/mm}$

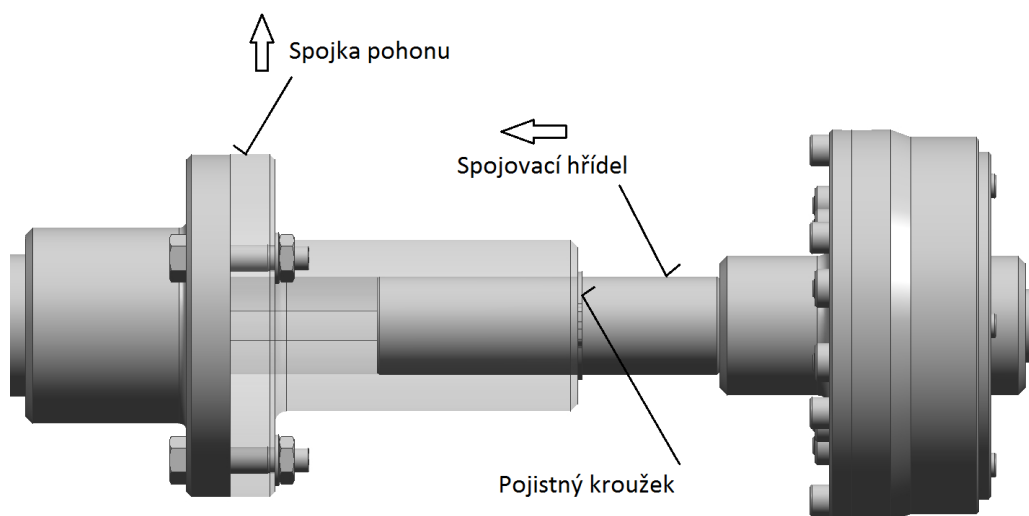
Výpočet délky pružiny pro dosažení přitlačné síly $F_{PR} = 85,4\text{N}$.

$$l_p = l_0 - \frac{F_{PR}}{C} = 19 - \frac{85,4}{14,655} = 13,17\text{mm} \quad (62)$$

Délku stlačené pružiny zaokrouhluje na 13,2mm.

4.4 Spojka pohonu

Tato spojka plní, kromě přenosu krouticího momentu, další funkce. Kompenzuje velký průměr výstupního hřídele na pohonu (50mm). Zároveň je konstruována tak aby umožnila rozpojení (demontáž) pohonného řetězce. Po demontáži pojistného kroužku (obr. 28) je možné hřídel mezi spojkami vysunout směrem do spojky pohonu. Po demontáži šroubů spojky pohonu je tak možné celou pravou polovinu spojky vytáhnout.



Obr. 28 Demontáž spojky pohonu

Takto je rozpojen řetězec pohonu a je možné vysunout pojistnou třecí lamelovou spojku, případně ložiskové těleso. Výhodou tohoto konstrukčního zpracování je, že se lze dostat k oběma spojkám i k ložiskovému tělesu, bez nutnosti pohybovat s pohonem nebo s lineárním modulem.

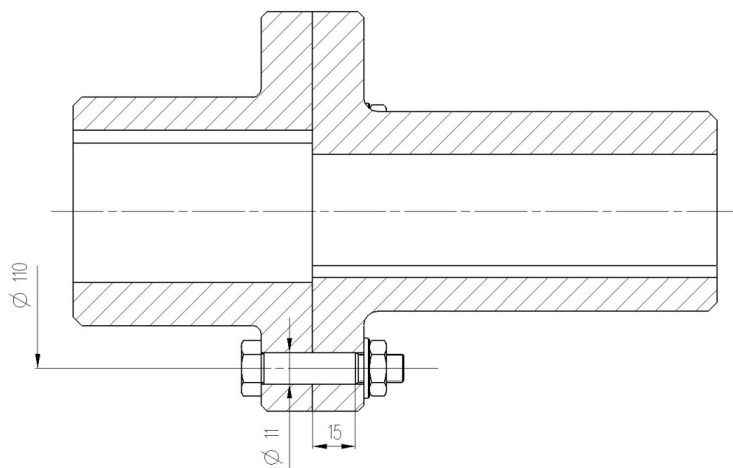
Kontrola šroubů spojky:

Pro přenos krouticího momentu z jednoho tělesa spojky na druhé, jsou rozmístěny po obvodě spojky tři lícované šrouby (obr. 29). Jelikož je za touto spojkou umístěna pojistná třecí spojka, není nutné dimenzovat tyto šrouby jako pojistné. Jedinou funkcí těchto šroubů je bezpečně přenést krouticí moment.

Krouticí moment, na který budu kontrolovat šrouby, vychází z pohonu. Výkon pohonu je 2,2kW, účinnost je 0,94, otáčky 160min^{-1} .

Krouticí moment:

$$M_K = \frac{P \cdot \varphi}{\omega} = \frac{2200 \cdot 0,94}{2 \cdot \pi \cdot \frac{160}{60}} = 123,4\text{Nm} \quad (63)$$



Obr. 29 Spojka pohonu

Z obrázku 29 vyplývají geometrické parametry potřebné pro kontrolní výpočty šroubů:

Roztečný průměr $D_s = 100\text{mm}$

Průměr lícované části šroubu $d_s = 11\text{mm}$

Délka kratší otláčované části šroubu $l_s = 15\text{mm}$

Střížná síla:

$$F_s = \frac{M_k}{\frac{D_s}{2}} = \frac{123,4}{\frac{0,11}{2}} = 2244N \quad (64)$$

Po obvodu jsou rozmístěny tři lícované šrouby – M10x50 ČSN 02 1111.

Kontrola šroubů na stříh:

$$\tau_s = \frac{F_s}{3 \cdot \frac{\pi d_s^2}{4}} = \frac{2244}{3 \cdot \frac{\pi \cdot 11^2}{4}} = 7,9MPa \quad (65)$$

Dovolené napětí volím dle literatury ([5], str. 21) $\tau_{DS} = 50MPa$. Kontrola šroubů na stříh vyhovuje.

Kontrola šroubů na otlačení:

$$p = \frac{F_s}{3 \cdot d_s \cdot l_s} = \frac{2244}{3 \cdot 11 \cdot 15} = 4,5MPa \quad (66)$$

Dovolenou hodnotu tlaku volím dle literatury ([5], str. 21) $p_D = 60MPa$. Kontrola šroubů na otlačení rovněž vyhovuje.

4.5 Pohon pojezdu

Pro výpočet výkonu použiju nominální hodnotu krouticího momentu (krouticí moment potřebný pro vyvození tažné síly). Tento krouticí moment bude zvýšen o účinnost pohybového šroubu a o koeficient bezpečnosti.

k_3 – volím 2

η_{PS} – účinnost pohybového šroubu $\eta_{PS} = 0,54$

$M_N = 22,6Nm$

Předběžný krouticí moment na motoru:

$$M_{MS} = \frac{k_3 \cdot M_N}{\eta_{PS}} = \frac{2 \cdot 22,7}{0,54} = 84,1Nm \quad (67)$$

Předběžný odhad výstupních otáček pohonu:

Odhaduju pro překonání celého zdvihu pohyblivé části max. 3 minuty. Na 1500mm délky, při 3mm stoupání závitu pohybového šroubu.

Rychlost pohybu:

$$v = \frac{L_{zT}}{t} = \frac{1606}{180} = 8,92 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (68)$$

Otáčky:

$$n = \frac{v}{p} = \frac{8,92}{3} = 2,97 \text{ s}^{-1} \quad (69)$$

Předběžný výkon motoru:

$$P = M_{MS} \cdot 2\pi n = 84,1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2,97 = 1569 \text{ W} \quad (70)$$

Vybraný pohon:

Pro pohon pohyblivé části jsem vybral převodovku s elektromotorem od firmy PSP Pohony.

Stránky výrobce:

Pohony.cz [online]. 2010 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW:
<http://www.pohony.cz/cze/product_detail.php?id=26>.

Vlastnosti pohonu (příloha I):

Označení: TS 031 329, 106x160, 1440 ot., 4AP 100L-4s, 2,2kW, 380/220V, 50 Hz

Výkon $P_p = 2,2 \text{ kW}$

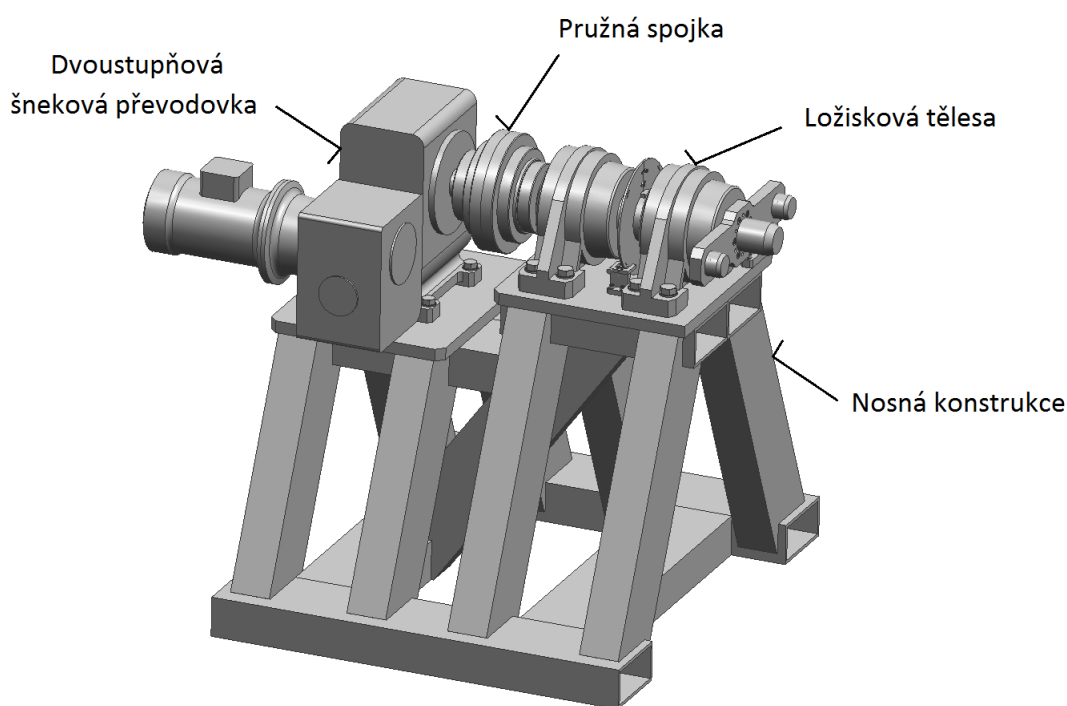
Otáčky motoru $n_1 = 1440 \text{ min}^{-1}$

Výstupní otáčky $n_2 = 160 \text{ min}^{-1}$

Účinnost $\eta_M = 0,94$

5 Pevná část

Základní funkcí pevné části je působení krouticího momentu na upnutý nástroj. Nástroj se bude otáčet relativně nízkými otáčkami. O vhodné převodování otáček motoru se stará dvoustupňová šneková převodovka (obr. 30). Výstupní krouticí moment převodovky je přenášen na otočný hřídel pomocí pružné spojky. Ložisková tělesa plní stejné funkce jako u pohyblivé části. První ložiskové těleso nese zatížení od nástroje, druhé ložiskové těleso především eliminuje přídavné ohybové namáhání hřídele. Všechny tyto hlavní prvky jsou uloženy na nosné konstrukci. Nosná konstrukce má podobnou stavbu jako u pohyblivé části, rovněž polotovary jsou stejné.



Obr. 30 Pevná část zařízení

Původní řešení pevné části, které vyplývá z vybrané varianty řešení, ukázalo po bližší úvaze nedostatek. Mezi motorem a převodovkou je ve výsledné variantě umístěn řemenový převod. Použití řemenového převodu v tomto místě pohonu však znamená přídavné namáhání vstupního hřídele převodovky. V katalogu výrobce lze vyčíst dovolené namáhání výstupního hřídele. Výrobce zřejmě nepočítá s přídavným namáháním vstupního hřídele, proto jsem se rozhodl zrušit zařazení řemenového převodu mezi pohon a převodovku.

5.1 Dvoustupňová šneková převodovka

Vybranou převodovku dodává firma ZTS Sabinov a.s. Širokou nabídku různých převodovek lze nalézt na internetových stránkách výrobce:

ZTS Sabinov [online]. 2010 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW:
<<http://www.ztssabinov.sk/vyrobky.htm>>.

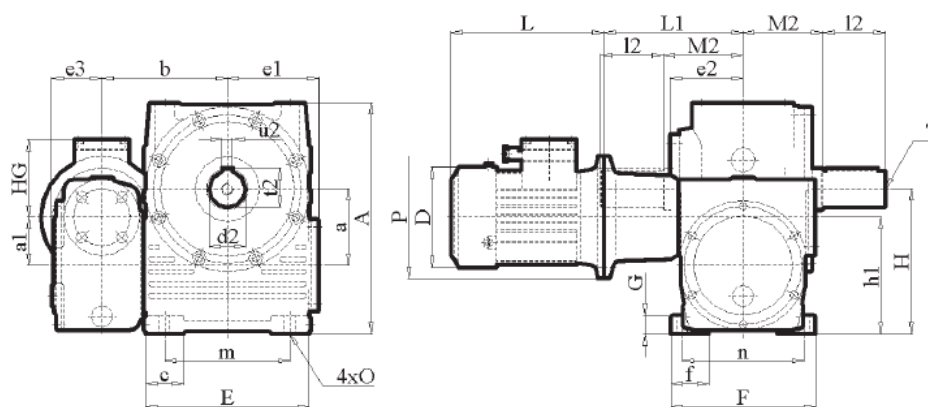
(použitá převodovka s označením EZZ se nachází v katalogu UZP)

Stručná charakteristika vybrané převodovky EZZ od výrobce:

Dvoustupňová šnekovo-šneková s elektromotorem. Převodový poměr 160 až 4000, velikost motorů 71 až 112.

Označení vybrané převodovky dle katalogu výrobce:

EZZ 160 250 J Lx317,75/100L-4



Obr. 31 Převodovka EZZ

Další parametry dle katalogu:

- Patkové upevnění (D)
- Plný jednostranný hřídel (J)
- Motor umístěný vlevo (L)

Výpočet zatížení převodovky

Pohon, který tvoří motor se šnekovou převodovkou, působí krouticím momentem na nástroj. Nástroj klade tomuto pohonu odpor. Tento odpor vyjádřím formou zátěžového krouticího momentu. Zátěžový krouticí moment bude složen ze tří částí. Nominální krouticí moment od nevyvážky, dynamický moment který bude působit při rozjezdu a odpory proti pohybu.

Pro výpočet zatížení převodovky vytvořím zjednodušený model zatěžujícího tělesa (nástroje). Zjednodušený model bude mít tvar kvádra stejné hmotnosti a stejných rozměrů jaké jsou v zadání. Ze zadání vyplývá maximální hmotnost 4000kg, délka 2,5m (a), a šířka 1,5m (b). Výška (c) není dána, vyplývá ze zbylých hodnot, pro další výpočet však bude potřeba tuto hodnotu dopočítat.

Výpočet výšky zjednodušeného modelu:

$$m_m = \rho \cdot V = \rho \cdot a \cdot b \cdot c \quad (71)$$

$$c = \frac{m_m}{\rho \cdot a \cdot b} = \frac{4000}{7850 \cdot 2,5 \cdot 1,5} = 0,136m$$

Při výpočtu zatížení budu počítat s určitou mírou nesouměrného rozložení hmot. Na zjednodušený model umístím nevyvážek hmotnosti 100kg umístěný ve vzdálenosti $r_z=500mm$ od osy rotace (obr. 32). Nevývážek bude mít tvar krychle.

Výpočet hrany krychle nevyvážky, délka hrany je označena d_n :

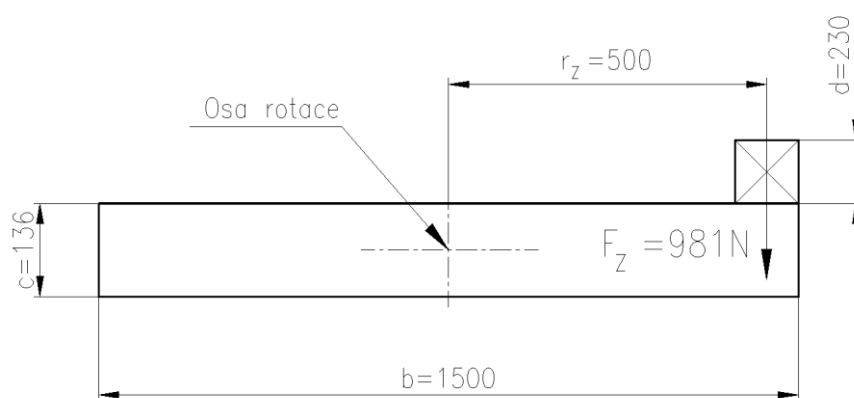
$$m_n = \rho \cdot V = \rho \cdot d_n^3 \quad (72)$$

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{m_n}{\rho}} = \sqrt[3]{\frac{100}{7850}} = 0,23m$$

Krouticí moment od nevyvážky:

Krouticí moment od nevyvážky v jedné polovině otáčky pomáhá pohonu při rotaci, v druhé polovině působí proti pohonu. Při výpočtu počítám s nepříznivým působením proti krouticímu momentu pohonu.

$$M_{Z1} = F_Z \cdot r_Z = m_{zn} \cdot g \cdot r_Z = 100 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 490,5Nm \quad (73)$$



Obr. 32 Pohled na zjednodušený zatěžující model kolmo k ose rotace nástroje

Dynamický moment:

Pro výpočet dynamického momentu bude potřeba vypočíst moment setrvačnosti zjednodušeného modelu.

- Moment setrvačnosti od zatěžujícího tělesa (bez nevývažku).

$$J_1 = \frac{1}{12} m_z (b^2 + c^2) = \frac{1}{12} \cdot 4000 \cdot (1,5^2 + 0,136^2) = 756,2 \text{ kgm}^2 \quad (74)$$

- Moment setrvačnosti nevývažku

$$J_2 = \frac{1}{6} m_n \cdot d^2 + m_n \cdot r_z^2 = \frac{1}{6} \cdot 100 \cdot 0,23^2 + 100 \cdot 0,5^2 = 25,9 \text{ kgm}^2 \quad (75)$$

- Celkový moment setrvačnosti

$$J_z = J_1 + J_2 = 756,2 + 25,9 = 782,1 \text{ kgm}^2 \quad (76)$$

Nástroj se bude při rozjezdu pohybovat s úhlovým zrychlením, které neznám. I v tomto případě provedu zjednodušený výpočet. Budu předpokládat, že na svou nominální úhlovou rychlost pohybu zrychlí za jednu sekundu. Vybraná šneková převodovka má výstupní otáčky $n_2 = 4,5 \text{ min}^{-1}$.

Úhlová rychlost na výstupním hřídeli převodovky

$$\omega = 2\pi n = 2\pi \cdot \frac{4,5}{60} = 0,47 \text{ s}^{-1} \quad (77)$$

Úhlové zrychlení

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{0,47}{1} = 0,47s^{-2} \quad (78)$$

Dynamický moment

$$M_{z2} = J_z \cdot \varepsilon = 782,1 \cdot 0,47 = 367,6Nm \quad (79)$$

Odpory proti rotaci nástroje

Nástroj rotuje společně s nosnými hřídeli v ložiskových tělesech. Nosná ložisková tělesa SBD mají soudečková ložiska.

Odhad třecího momentu dle katalogu výrobce SKF, zdroj:

Tření [online]. 2010 [cit. 2011-05-11]. Dostupné z WWW:
<<http://zbozi.arkov.cz/dl/311/Treni.pdf.html>>.

$$M = 0,5 \cdot \mu \cdot P \cdot d \quad (80)$$

M = třecí moment ložiska, [Nm]

μ = konstantní součinitel tření (pro soudečková ložiska $\mu = 0,0018$)

P = ekvivalentní dynamické zatížení ložiska, [N]

d = průměr díry ložiska, [m]

Ekvivalentní dynamické zatížení je po ložisko, které není namáháno axiální silou, rovno radiálnímu zatížení. V našem případě jsou ložisková tělesa zatíženy silami F_{Z1} a F_{Z2} ($F_{Z1}=F_{Z2}$), obr. 18. Průměr díry ložiska je $d = 115mm$.

Pro obě nosná ložisková tělesa bude třecí moment.

$$M_{z3} = 2 \cdot 0,5 \cdot \mu \cdot F_{Z1} \cdot d = 2 \cdot 0,5 \cdot 0,0018 \cdot 19620 \cdot 0,115 = 4,1Nm \quad (81)$$

Celkový zatěžující moment:

$$M_Z = M_{Z1} + M_{Z2} + M_{Z3} = 490,5 + 367,6 + 4,1 = 862,2Nm \quad (82)$$

Další výpočet je vedený dle katalogu výrobce šnekové převodovky.

k_1 - vplyv charakteru zaťaženia

Tab. 4.1

Denná doba prevádzky v hod.	Rozdelenie pracovných strojov		
	A	B	C
< 2	0,9	1	1,25
2 - 10	1	1,25	1,5
10 - 24	1,25	1,5	1,75

Pozn. Uvedená tabuľka platí, ak hnací stroj je elektromotor, turbína alebo hydromotor. Ak hnací stroj je spaľovací motor, je potrebné príslušný koeficient zväčšiť o 15 %.

A - rovnomerné zaťaženie bez rázov, malá urýchľovaná hmota (ventilátory, dopravné šneky, miešadlá tekutín),

B - prevádzka so strednými rázmi, väčšie urýchľované hmoty (výťahy, navijaky, transportné pásy, miešadlá),

C - nerovnomerná prevádzka so silnými rázmi, veľké urýchľované hmoty (lisovacie stroje, mlyny, drviče, valcovacie trate).

Pozn. Ak sa jedná o reverzný pohon, treba ho zaradiť do skupiny C.

k_2 - využitie hodinovej doby prevádzky

Tab. 4.2

Doba prevádzky počas 1 hod. [%]	100	80	60	40	20
k_2	1	0,94	0,86	0,74	0,56

k_3 - vplyv počtu zapnutí

Tab. 4.3

Počet rozbehov za 1 hod.	do 10	10 - 60	viac ako 60
k_3	1	1,1	1,2

k_4 - vplyv teploty okolia prevodovky

Tab. 4.4

Teplota okolia prevodovky °C	10	20	30	40	50
k_4	0,9	1	1,2	1,45	1,85

Obr. 33 Koeficienty zohľadňujúci vlivy spôsobu zatížení (dle katalogu výrobce)

Volba koeficientů (obr. 33):

Šneková převodovka bude v provozu krátkodobě a nebude namáhána rázy, $k_1 = 0,9$. Doba provozu v průběhu jedné hodiny (v procentech) – 20%, $k_2 = 0,56$. Počet rozbehů za jednu hodinu do 10, $k_3 = 1$. Zařízení bude umístěno v hale, $k_4 = 1$.

Parametry vybrané převodovky:

- Výkon motoru $P_1 = 3\text{kW}$
- Otáčky výstupního hřídele $n_2 = 4,5\text{min}^{-1}$
- Krouticí moment na výstupním hřídeli $M_2 = 3565\text{Nm}$
- Servisní faktor $s_f = 1$
- Skutečný převodový poměr $i_{sk} = 317,75$

Vstupní hodnota pro volbu převodovky je velikost potřebného krouticího momentu. Koeficienty zohledňují vliv způsobu zatížení.

$$M_2 \cdot s_f \geq M_Z \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \quad (83)$$

$$3565 \cdot 1 \geq 862,2 \cdot 0,9 \cdot 0,56 \cdot 1 \cdot 1$$

$$3565 \geq 434,6$$

Převodovka vyhovuje.

V porovnání momentů je vidět výrazný rozdíl. Vzhledem k odhadům při výpočtu zatížení, volím raději převodovku s větším krouticím momentem na výstupu.

5.2 Pružná spojka

Pružná spojka přenáší výstupní krouticí moment ze šnekové převodovky na nosný hřídel.

Vybraná spojka:

Spojka VPS, firmy PSP Pohony, velikost 0,5 – pružná lineární spojka s hadovitě vinutými ocelovými pružinami.

Pružná spojka [online]. 2010 [cit. 2011-05-15]. Dostupné z WWW:
<http://www.pohony.cz/cze/product_detail.php?id=72>.

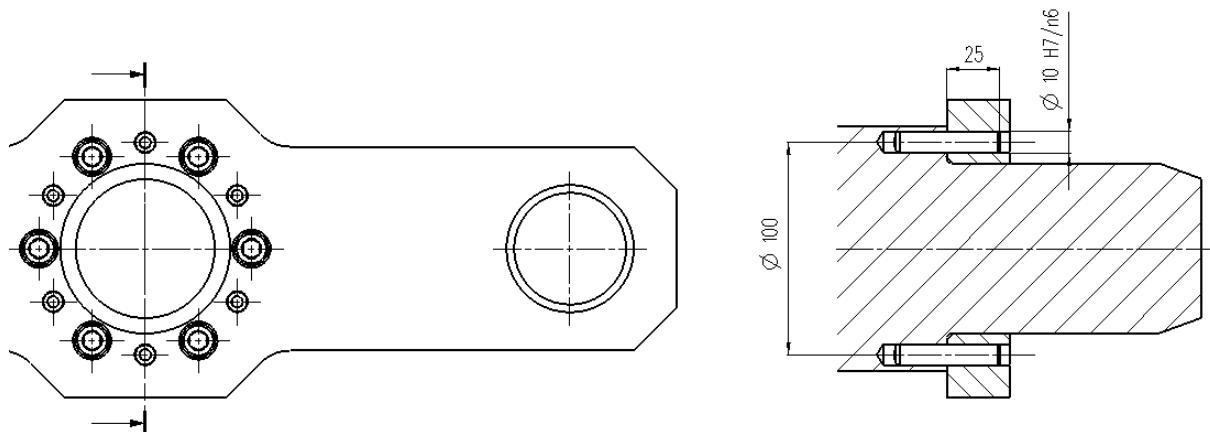
Vybrané parametry:

- Jmenovitý točivý moment, 3550Nm
- Maximální otáčky, 2000min^{-1}
- Hmotnost, 67kg

Spojka se dodává s předvrtaným průměrem 40mm , maximální vrtání spojky je 100mm . Průměr hřídele (60mm) na výstupu šnekové převodovky vyhovuje tomuto rozpětí. Jmenovitý krouticí moment rovněž vyhovuje.

5.3 Přenos krouticího momentu

Krouticí moment je přenášen na ramena pomocí šesti kolíků a šesti šroubů (obr. 34). Kolíky přenášejí maximální krouticí moment od pohonu, 3565Nm.



Obr. 34 Spojení ramene s hřídelí pohonu

Kontrola kolíků na střih

Střížná síla působící na kolíky

$$F_s = \frac{M_K}{\frac{D}{2}} = \frac{3565}{\frac{0,1}{2}} = 71300N \quad (84)$$

Napětí ve střihu

$$\tau_s = \frac{F_s}{6 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{71300}{6 \cdot \frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = 151,3MPa < 250MPa \quad (85)$$

Pevnost materiálu dle katalogu výrobce kolíku (Fibro) je 800 až 1000MPa. Dovolené napětí ve smyku pro podobný materiál, dle [2], str. 56, 250-440MPa. Kontrola kolíků na střih vyhovuje.

Kontrola kolíků na otláčení

$$p_k = \frac{F_s}{6 \cdot d \cdot l} = \frac{71300}{6 \cdot 10 \cdot 25} = 47,5MPa < 100MPa \quad (86)$$

Dovolенý tlak dle literatury [5], str. 21, $p_D = 100$ až 120MPa. Kontrola kolíků na tlak vyhovuje.

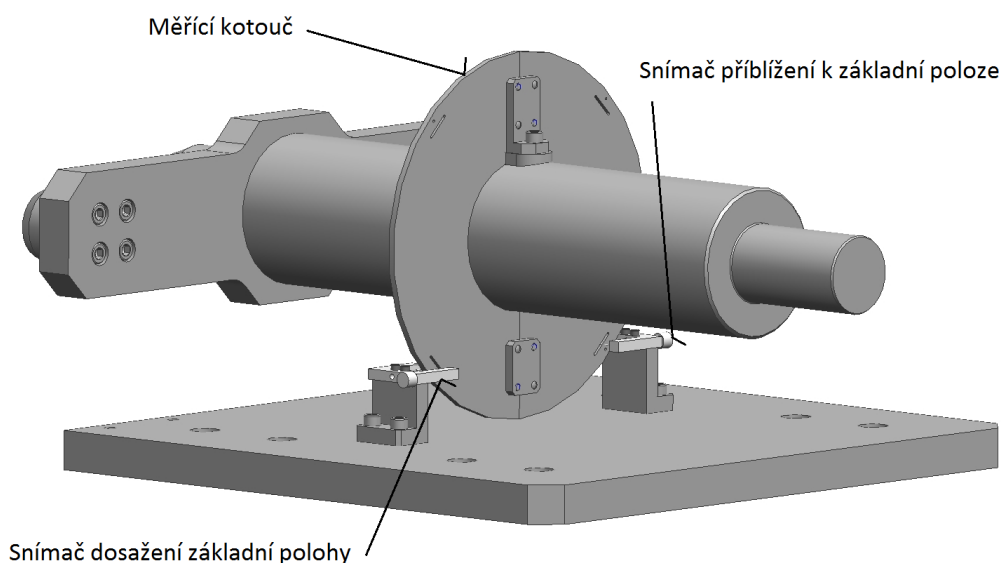
6 Řídicí systém

Řídicí systém dostává informace od rozmístěných snímačů a ovládá pohony. Nelze mluvit přímo o řízení, protože řízení nedostává z procesu žádnou zpětnou vazbu, přesto použiju toto označení.

6.1 Rozmístění snímačů, charakteristika

Snímač polohy nástroje

Na hřídeli pohonu rotace nástroje je umístěn snímací kotouč (obr. 35). Dva optické snímače informují řídicí systém o poloze hřídele vzhledem k základně. První optický snímač protíná v průběhu otáčení hřídele drážku, informuje řízení, že nástroj se pohybuje v blízkosti některé ze základních poloh. Druhý optický snímač protíná díru malého průměru, informuje řízení o dosažení jedné ze základních poloh.



Obr. 35 Snímání polohy hřídele

Použitý optický snímač:

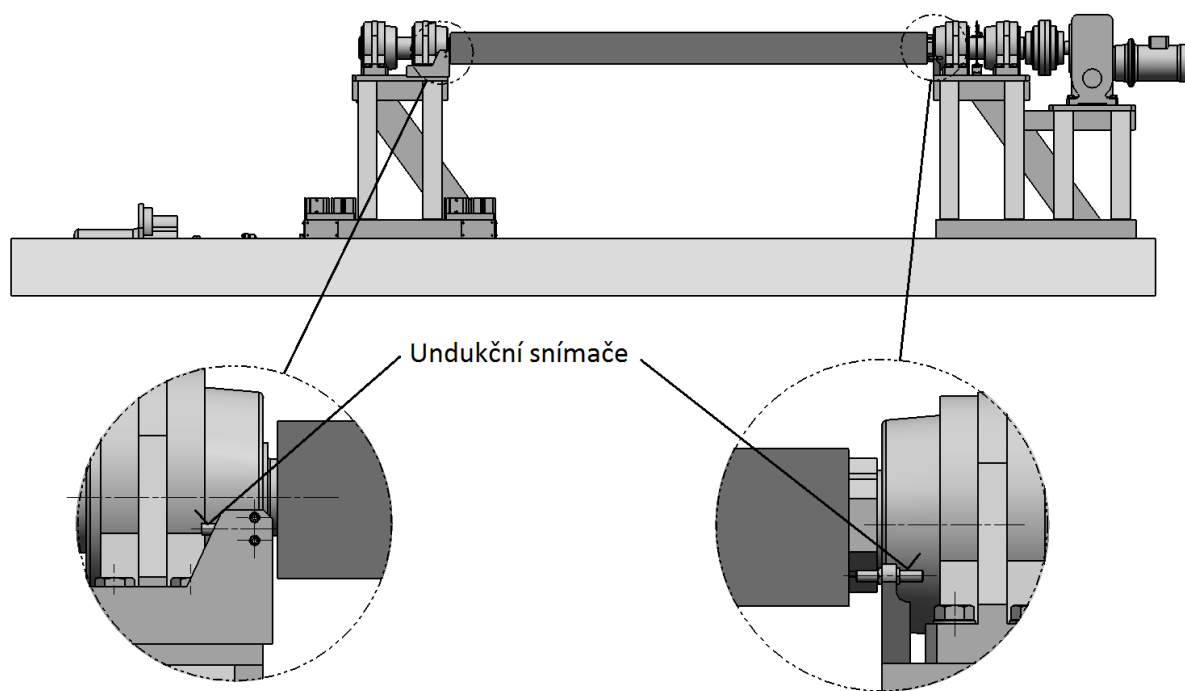
Vester PSI-30-30/3-P, technické parametry lze nalézt na stránkách výrobce:

Vester [online]. 2010 [cit. 2011-05-11]. Optický snímač. Dostupné z WWW:

<http://www.vester.de/2_html/2_p1_sensoren/2_6336-00000-3002.html>.

Kontrola upnutí nástroje

Na pevné i pohyblivé části jsou umístěny indukční snímače. Jejich hlavní funkce je kontrola přítomnosti nástroje během upínání.



Obr. 36 Rozmístění indukčních snímačů

Použité indukční snímače:

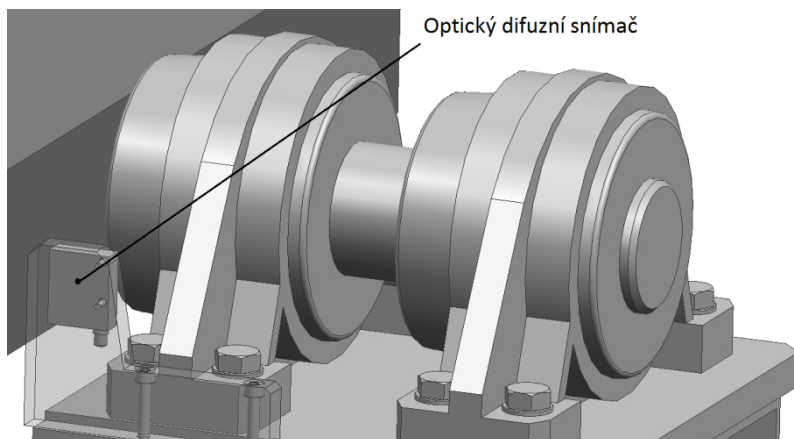
Indukční nevestavný snímač s vnějším závitem M12x1, jmenovitá spínací vzdálenost 10mm (zaručená 8,1mm).

Detailní informace lze nalézt v katalogu výrobce:

Balluff [online]. 2010 [cit. 2011-05-12]. Indukční snímače. Dostupné z WWW: http://www.balluff.cz/download/katalogy/haupt/S11_0703_cz.pdf#page=30.

Snímač přiblížení pohyblivé části

Optický difuzní snímač dává řídicímu systému informaci o přiblížení pohyblivé části k nástroji. Řízení po obdržení této informace, zpomalí pohon pohyblivé části. Difuzní snímač je opatřen tlačítkem „Teach in“, pomocí kterého lze nastavit okamžik sepnutí (v rozsahu daném snímačem).



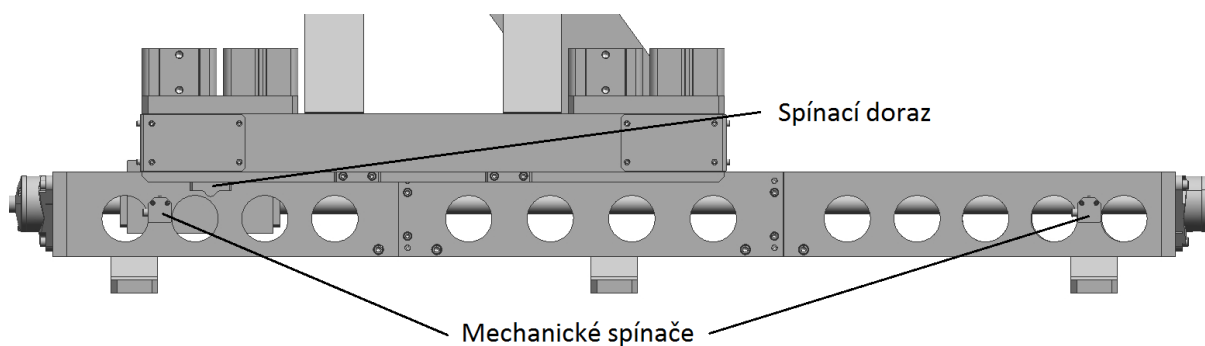
Obr. 37 Optický difuzní snímač

Použitý difuzní snímač:

Difuzní snímač s potlačeným pozadím, snímací vzdálenost 30 až 150mm. Detailní informace na stránkách výrobce:

Balluff [online]. 2010 [cit. 2011-05-12]. Opto-elektronické snímače. Dostupné z WWW: <http://www.balluff.cz/download/katalogy/haupt/S21_0703_cz.pdf#page=154>.

Kontrola krajních poloh lineárního modulu



Obr. 38 Mechanické spínače v krajních polohách lineárního modulu

Spínací doraz je umístěný na liště pojezdu. Jakmile se pohyblivá část dostane do blízkosti krajní polohy doraz, sepne mechanický snímač.

Použité spínače jsou rovněž firmy Balluff, podrobnější informace:

Balluff [online]. 2011 [cit. 2011-05-12]. Mechanický spínač. Dostupné z WWW: <<http://eshop.technoline.cz/stahuj/BNS819-100-D-11.pdf>>.

6.2 Funkce řídicího systému

Návrh řízení není předmětem této práce. V následujících odstavcích nastíním představu, jak by měl řídicí systém fungovat.

Upnutí nástroje

Pohyblivá část je ve výchozí poloze v dostatečné vzdálenosti od pevné části. Jeřáb sjíždí shora s nástrojem mezi pevnou a pohyblivou část. Jakmile jeřáb dosáhne potřebné výšky, pohybem k pevné části nasadí nástroj na čepy na otočném rameni. Indukční snímač umístěný na pevné části dává řídicímu systému informaci o správném doražení nástroje na pevnou část. V této chvíli může řídicí systém vysunout kola a umožnit obsluhu pojezd s pohyblivou částí. Obsluha přijíždí s pohyblivou částí k nástroji a řízení očekává sepnutí difuzního snímače. Po obdržení této informace, řízení zpomalí pohon pohyblivé části. Toto zpomalení musí proběhnout ještě dříve, než začnou zajíždět čepy pohyblivé části do nástroje. Obsluha může před zaještěm pohyblivé části do nástroje provést úpravu výšky nástroje jeřábem. Zaještění pohyblivé části probíhá při zpomalení pohonu. Indukční snímač na pohyblivé části informuje o úspěšném zasunutí čepů pohyblivé části. Řídicí systém zasunuje kola a pohyblivá část dosedá na svou základnu. Nástroj je v této chvíli upnutý.

Rotace nástroje

Při rotaci nástroje řídicí systém hlídá optické snímače, které zjišťují protnutí nástroje některou ze základních poloh.

Průběžná kontrola

Řízení při pohybu pohyblivé části kontroluje vysunutí kol pomocí snímačů umístěných na pneumatických válcích. Rovněž kontroluje při rotaci, jsou-li kola zasunutá a pojezd dosednul na základnu. Při pohybu pojezdu rovněž kontroluje, jestli nedošlo k protnutí krajních mechanických spínačů.

7 Závěr

Z metodického rozboru vyplynuly dvě varianty řešení. Hlavními výhodami vybrané varianty je konstrukční jednoduchost a snadná dostupnost energetických zdrojů. Poloha nástroje v potřebné poloze je zajištěna samosvorností šnekové převodovky. Konstrukční jednoduchost řešení umožňuje výrobu celého zařízení přímo v nástrojárně, což je výhodou i při údržbě nebo servisu. Rovněž kupované díly jsou snadno dostupné.

V poslední kapitole jsem nastínil základní funkce a chování řídicího systému. Návrh řízení je důležitou součástí pro správné a bezpečné fungování polohovadla. Detailní návrh řízení není součástí této práce.

Za dobu mé praxe jsem prošel několik nástrojárn, nesetkal jsem se v žádné s podobným zařízením. Snad bude toto zpracování inspirací pro možnou realizaci podobného polohovadla.

8 Seznam použité literatury

- [1] HUBKA, Vladimír. *Konstrukční nauka*. Praha : Konservis, 1991. 103 s.
- [2] VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Praha : SNTL, 1983. 670 s.
- [3] PODEŠVA, Jiří. *Základy mechaniky*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2006. 172 s.
- [4] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů : Spoje*. Druhé vydání. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008. 111 s.
- [5] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : Části spojovací*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008. 90 s.
- [6] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : Části pohonů strojů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008. 128 s.

Internetové odkazy

- [7] *Vsb.homen.cz* [online]. 2008 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW: <http://homen.vsb.cz/~hla80/Vyuka/2008_%20SS4.pdf>.
- [8] *SKF* [online]. 2011 [cit. 2011-05-09]. SBD. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/files/891586.pdf>>.
- [9] *Marek Industrial* [online]. 2006 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW: <<http://marek.eu/cz/produkty/b-blickle-b-pojezdova-kola-a-kladky/kola-a-kladky-pro-paletovaci-voziky/>>.
- [10] *FESTO* [online]. 2006 [cit. 2011-05-09]. ADVU. Dostupné z WWW: <http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/ADVU_CZ.PDF>.
- [11] *Converter* [online]. 2002 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW: <<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>>.
- [12] *Tření* [online]. 2010 [cit. 2011-05-11]. Dostupné z WWW: <<http://zbozi.arkov.cz/dl/311/Treni.pdf.html>>.
- [13] *T.E.A Technik* [online]. 2009 [cit. 2011-05-09]. Trapézové šrouby. Dostupné z WWW: <<http://www.teatechnik.cz/trapezove-srouby-1/>>.
- [14] *T.E.A Technik* [online]. 2009 [cit. 2011-05-09]. Kruhové matice. Dostupné z WWW: <<http://www.teatechnik.cz/kruhove-matice/>>.

- [15] *Příručka Bolzano* [online]. 2004 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW:
<<http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/ocelikcementovani/C15/>>.
- [16] *SKF* [online]. 2011 [cit. 2011-05-09]. FNL. Dostupné z WWW:
<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=2_12_14>.
- [17] *347.vsb.cz* [online]. 2009 [cit. 2011-05-09]. Příručka šroubový zvedák. Dostupné z WWW: <<http://www.347.vsb.cz/files/ka101/prirucka-sroubovyzvedak.pdf>>.
- [18] *Sšpu Opava* [online]. 2009 [cit. 2011-05-09]. Mechanika II. Dostupné z WWW:
<http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/Mechanika_II_vyukovy_manual_na_SSPU_Opava.pdf>
- [19] *ČaMS* [online]. 2010 [cit. 2011-05-15]. Dostupné z WWW:
<<http://www.347.vsb.cz/files/hav35/zadani-postup-cams3.pdf>>.
- [20] *Fevos* [online]. 2010 [cit. 2011-05-09]. Tlačné pružiny. Dostupné z WWW:
<<http://www.pruziny-fevos.cz/Tlacnepruz.pdf>>.
- [21] *Pohony.cz* [online]. 2010 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW:
<http://www.pohony.cz/cze/product_detail.php?id=26>.
- [22] *ZTS Sabinov* [online]. 2010 [cit. 2011-05-09]. Dostupné z WWW:
<<http://www.ztssabinov.sk/vyroby.htm>>.
- [23] *Pružná spojka* [online]. 2010 [cit. 2011-05-15]. Dostupné z WWW:
<http://www.pohony.cz/cze/product_detail.php?id=72>.
- [24] *Presný kolík* [online]. 2010 [cit. 2011-05-15]. Gore.cz. Dostupné z WWW:
<http://www.gore.cz/Katalog/2010/E_Presne_Dily.pdf>.
- [25] *Vester* [online]. 2010 [cit. 2011-05-11]. Optický snímač. Dostupné z WWW:
<http://www.vester.de/2_html/2_p1_sensoren/2_6336-00000-3002.html>.
- [26] *Balluff* [online]. 2010 [cit. 2011-05-12]. Indukční snímače. Dostupné z WWW:
<http://www.balluff.cz/download/katalogy/haupt/S11_0703_cz.pdf#page=30>.
- [27] *Balluff* [online]. 2010 [cit. 2011-05-12]. Opto-elektronické snímače. Dostupné z WWW:
<http://www.balluff.cz/download/katalogy/haupt/S21_0703_cz.pdf#page=154>.

9 Seznam příloh

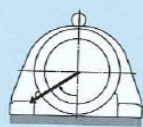
Příloha A	Výběr z katalogu ložiskových těles SBDS firmy SKF [8].
Příloha B	Kola pojezdu [9]
Příloha C	Výběr z katalogu pneumatických válců ADVU firmy FESTO [10]
Příloha D	Rameno valivého odporu [11]
Příloha E	Výpočet tření ložisek dle katalogu SKF [12]
Příloha F	Výběr z vysokoškolské příručky – Výpočet šroubového zvedáku [17]
Příloha G	Výběr z vysokoškolské příručky ČaMS III [19].
Příloha H	Tlačné pružiny firmy FEVOS [20].
Příloha I	Výběr z katalogu pohonu firmy PSP [21].
Příloha J	Výběr z katalogu šnekové převodovky EZZ firmy ZTS [22].
Příloha K	Výběr z katalogu pružné spojky VPS firmy PSP [23].

Výkresy:

DP-00-00	Polohovadlo	A1
DP-02-00	Pevná část	A1
DP-01-00	Pohyblivá část	A1
DP-01-01	Pojezd	A1
DP-01-02	Lineární modul	A2
DP-00-01	Varianta 1	A2
DP-00-02	Varianta 2	A2
DP-00-03	Funkční struktura	A2

SBD plummer block housings

Table 1 Breaking loads for SBDS housings

 P_{55°  P_{90°  P_{120°  P_{150°  P_{180°  P_a Housing
SizeBreaking loads
for cast steel housings P_{55° P_{90° P_{120° P_{150° P_{180° P_a


kN

Housing Size				P_{55°	P_{90°	P_{120°	P_{150°	P_{180°	P_a
				kN					
2220	3024			1 300	1 050	1 000	800	1 000	200
		3122	3220	1 870	1 500	1 650	1 320	1 650	330
2222	3026			1 550	1 250	1 100	900	1 100	220
		3124	3222	1 840	1 470	1 650	1 320	1 650	330
	3028			1 750	1 400	1 200	1 000	1 200	240
		3126		1 980	1 580	1 700	1 360	1 700	340
2224				1 750	1 400	1 200	1 000	1 200	240
			3224	1 980	1 580	1 700	1 360	1 700	340
	3030			2 000	1 600	2 100	1 700	2 100	400
		3128		2 250	1 800	1 700	1 360	1 700	340
2226				2 000	1 600	2 100	1 700	2 100	400
		3226		2 250	1 800	1 700	1 360	1 700	340
2228	3032			2 250	1 800	2 200	1 800	2 200	440
				2 700	2 150	2 200	1 800	2 200	440
	3034	3130	3228	2 700	2 150	1 750	1 400	1 750	350
				2 700	2 150	2 200	1 800	2 200	440
2230				3 000	2 400	2 200	1 800	2 200	440
		3132	3230	3 050	2 450	1 800	1 440	1 800	360
	3036			3 000	2 400	2 200	1 800	2 200	440
		3134		3 500	2 800	1 900	1 520	1 900	380
2232	3038			3 300	2 650	2 400	1 900	2 400	480
		3232		3 500	2 800	1 900	1 520	1 900	380
2234	3040			4 200	3 350	2 000	1 600	2 000	400
				3 850	3 050	3 000	2 400	3 000	600
2236			3234	4 200	3 350	2 000	1 600	2 000	400
				4 350	3 500	3 400	2 700	3 400	680
2238	3044	3138	3236	4 500	3 650	2 100	1 680	2 100	420
				4 350	3 500	3 400	2 700	3 400	680
2240	3048	3140	3238	5 500	4 450	2 250	1 800	2 250	450
				4 950	3 950	4 800	3 800	4 800	960
			3240	6 000	4 850	2 500	2 000	2 500	500
		3144		6 000	4 850	2 500	2 000	2 500	500
2244	3052			5 550	4 450	4 900	3 900	4 900	980
		3148	3244	6 700	5 400	3 000	2 400	3 000	600
	3056			6 450	5 150	6 000	4 800	6 000	1 200
2248				7 150	5 700	6 200	5 000	6 200	1 240
	3060	3152	3248	7 500	6 050	3 500	2 800	3 500	700
				7 150	5 700	6 200	5 000	6 200	1 240

Blickle
kola + kladky

Série: HPO, rozměry 82x80 - 85x100 mm

Polyamidová kola pro paletovací vozíky

 650 - 1100 kg



Z jakostního polyamidu, barva-přirodní bílá, vysoká oděruvzdornost, nízký valivý odpor, lehký chod po hladkém povrchu, nárazu- a rázuvedorné, odolné vůči korozi, vysoká chemická odolnost vůči alkoholu, solím, tukům, stejně tak vůči některým kyselinám ve zředěných koncentracích, s kuličkovým ložiskem.
Podrobný popis: strana 53

kola pro paletovací vozíky

objednací číslo	Ø kola (D) [mm]	šířka kola (T2) [mm]	nosnost [kg]	kuličkové ložisko	Ø otvoru pro osu (d) [mm]	upínací délka (T5) [mm]
HPO 82x80/20-80K	82	80	800	6204 ZZ	20	80
HPO 82x84/20-84K	82	84	850	6204 ZZ	20	84
HPO 82x91/20-97K	82	91	900	6204 ZZV	20	97
HPO 82x93/20-93K	82	93	900	6204 ZZ	20	93
HPO 82x98/20-98K	82	98	975	6204 ZZ	20	98
HPO 82x98/20-98K-1	82	98	975	MIC 6005 2RS	20	98
HPO 82x100/20-100K	82	100	1000	6204 ZZ	20	100
HPO 85x60/17-60K	85	60	650	6303 ZZ	17	60
HPO 85x60/20-60K	85	60	650	6204 ZZ	20	60
HPO 85x75/17-78K	85	75	800	BT 22053	17	78
HPO 85x75/20-75K	85	75	800	6204 ZZ	20	75
HPO 85x90/20-90K	85	90	950	6204 ZZ	20	90
HPO 85x100/17-103K	85	100	1100	BT 22053	17	103
HPO 85x100/20-100K	85	100	1100	6204 ZZ	20	100

Kompaktní válce ADVU

technické údaje, dvojčinné – základní typ

FESTO

funkce



Ø průměr
12 ... 125 mm

– délka zdvihu
1 ... 400 mm

– [www.festo.com/en/
spare_parts_service](http://www.festo.com/en/spare_parts_service)

sady opotřebitelných dílů
→ 1 / 2.1-21

– servis oprav
Ø pístu 100, 125 mm

varianty



S2



S6



S26



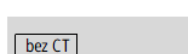
S20



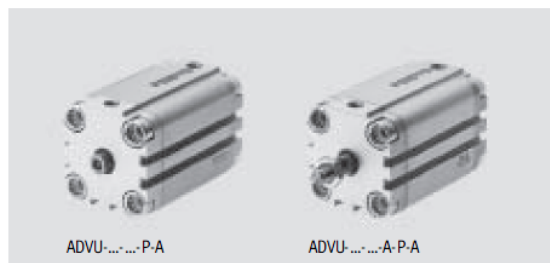
S206



R3

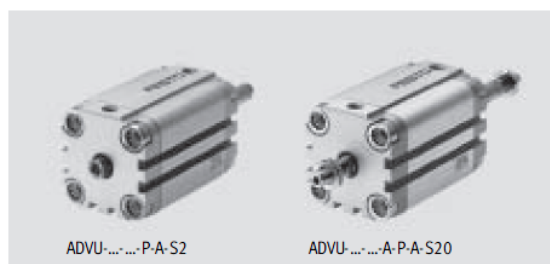


CT



ADVU-...-P-A

ADVU-...-A-P-A



ADVU-...-P-A-S2

ADVU-...-A-P-A-S20

Obecné technické údaje												
Ø pístu	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	
připojení pneumatiky	M5	M5	M5	M5	G1/8	G1/8	G1/8	G1/8	G1/8	G1/4	G1/4	
konec pístnice	vnitřní závit	M3	M4	M5	M5	M6	M6	M8	M8	M10	M12	M16
	vnější závit	M6	M8	M10x1,25				M12x1,25		M16x1,5	M20x1,5	M27x2
provozní médium	filtrovaný stlačený vzduch, mazaný nebo nemazaný											
konstrukce	píst											
	pístnice											
tlumení	pružné dorazy na obou stranách											
snímání poloh	čidly na válce (objednávají se zvlášť)											
upevnění	průchozími dírami											–
	vnitřním závitem											
	příslušenstvím											
montážní poloha	libovolná											

Provozní tlak [bar]											
Ø pístu	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
jednostranná pístnice	1,2 ... 10		1,0 ... 10		0,8 ... 10			0,6 ... 10			0,5 ... 10
průchozí pístnice S2/S20	1,5 ... 10	1,3 ... 10	1,2 ... 10		1,0 ... 10			0,8 ... 10			0,5 ... 10

Okolní podmínky					
kompaktní válce	základní typ	S6	R3	CT	
teplota okolí ⁽¹⁾	[°C]	-20 ... +80	0 ... +120	-20 ... +80	-5 ... +60
odolnost korozi KBK ⁽²⁾		2	2	3	2

Valivé tření (valivý odpor) nastává při valení válce po podložce. Valivý odpor je výrazně menší než [smykové tření](#).

Síla F_t nutná k překonání valivého tření:

$$F_t = \xi \cdot F_n / R$$

F_t - valivý odpor

ξ (ksí) - rameno valivého odporu (součinitel valivého tření)

F_n - kolmá tlaková síla mezi tělesy

R - poloměr průřezu valeného tělesa

Rameno valivého odporu [2]

Udává poměr velikosti valivého odporu a kolmé tlakové síly mezi tělesy (podložkou a kolem) při jednotkovém poloměru kola.

Materiály	Rameno valivého odporu [m]	Poznámka
Ocel na oceli	0,0005	Wikipedia [1] uvádí 0,00003 m
Ocelové kolo na kolejnici	0,0004-0,0005	[3]
Nekalená ocel na nekalené oceli	0,00005-0,00006	[3]
Kalená ocel na kalené oceli (valivá ložiska)	0,000001-0,000005	[3]
Dřevo na oceli	0,0012	
Dřevo na dřevě	0,0015	Wikipedia [1] uvádí 0,0008 m
Litina na litině	0,00051	
Litina na žule	0,0021	
Litina na dřevě	0,0056	
Polymer na oceli	0,002	
Tvrdá pryž na oceli	0,0077	
Tvrdá pryž na betonu	0,01-0,02	
Pneumatika na asfaltu	0,0025-0,0045	[3]. Wikipedia [1] uvádí 0,0016.
Guma na betonu	0,015-0,035	

Hodnoty uvedené v tabulce se v různých zdrojích liší. Hodnoty jsou použitelné jen pro přibližné výpočty.

Tření v ložisku má zásadní vliv na vývin tepla v ložisku, a tedy i na provozní teplotu.

Tření závisí na zatížení a na několika dalších činitelích, z nichž je nejdůležitější typ ložiska, jeho velikost, provozní otáčky, vlastnosti maziva a jeho množství.

Celkový valivý odpor v ložisku se skládá z valivého a smykového tření v místě valivého kontaktu, v místě styku mezi valivými tělesy a klecí, jakož i na vodících plochách pro valivá tělesa nebo klec, z tření v mazivu a smykového tření třecího těsnění u ložisek s těsněním.

Odhad třecího momentu

Za určitých podmínek

- zatížení ložiska $P \approx 0,1 C$
- dobré mazání
- normální provozní podmínky

Ize hodnotu třecího momentu vypočítat s dostatečnou přesností podle následujícího vztahu, do něhož je dosazen konstantní součinitel tření μ

$$M = 0,5 \mu P d$$

kde

M = třecí moment ložiska, Nmm

μ = konstantní součinitel tření ložiska

(→ tabulka 1)

P = ekvivalentní dynamické zatížení ložiska, N

d = průměr díry ložiska, mm

Přesnější výpočet třecího momentu

Podle jednoho způsobu výpočtu třecího momentu valivých ložisek je celkový třecí moment dán součtem tzv. momentu M_0 , který nezávisí na zatížení, a momentu M_1 , který závisí na zatížení

$$M = M_0 + M_1$$

Pro výpočet třecího momentu se doposud používal tento postup. Mnohem přesnější postupy jsou však založeny na rozdělení momentů podle typu tření a nikoli podle závislosti na zatížení. Ve skutečnosti M_0 zahrnuje přídatné vnější zdroje tření spolu s "hydrodynamickou" složkou valivého tření, která rovněž závisí na zatížení.

Tabulka 1

Konstantní součinitel tření μ ložisek bez těsnění	
Typ ložiska	Součinitel tření μ
Kuličková ložiska	0,0015
Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem	
– jednořadá	0,0020
– dvouřadá	0,0024
– čtyřbodová	0,0024
Naklápací kuličková ložiska	0,0010
Válečková ložiska	
– s klecí při $F_a \approx 0$	0,0011
– s plným počtem válečků při $F_a \approx 0$	0,0020
Kuželíková ložiska	0,0018
Soudečková ložiska	0,0018
Toroidní ložiska CARB	0,0016
Axiální kuličková ložiska	0,0013
Axiální válečková ložiska	0,0050
Axiální soudečková ložiska	0,0018

Tab.2 (pokračování)

Jmenovitý průměr závitu d			Rozteč P			Průměry		
Řada 1	Řada 2	Řada 3	hrubá	střední	jemná	$d_2=D_2$	d_3	D_1
63			12			54,000	42,174	45,0
				8		57,000	49,116	51,0
					3	60,750	59,794	58,5
		65	16			53,000	37,232	41,0
				10		57,500	47,644	50,0
					4	62,000	58,058	59,0
	70		16			58,000	42,232	46,0
				10		62,500	52,644	55,0
					4	67,000	63,058	64,0
		75	16			63,000	47,232	51,0
				10		67,500	57,644	60,0
					4	72,000	68,058	69,0
80			16			68,000	52,232	56,0
				10		72,500	62,644	65,0
					4	77,000	73,058	74,0

Řada průměrů 1 je přednostní před řadou 2 a řada 2 před řadou 3. Přednostní je střední rozteč.

Tab.3 Mez kluzu podle materiálu šroubu

Materiál	$R_{e\text{ MIN}}$ [MPa]
11 420	230
11 500	270
12 040	300
12 050	340

Tab.4 Součinitel smykového tření

Kombinace materiálů	f_z [-]	
	suché	mazáno
ocel - ocel	0,15 ÷ 0,20	0,10 ÷ 0,12
ocel - litina	0,20 ÷ 0,30	0,13 ÷ 0,27
ocel - bronz	0,11 ÷ 0,15	0,10 ÷ 0,20

Tab.5 Dovolené hodnoty měrného tlaku v závitech

šroub	Matice	p_D [MPa]
ocel	ocel s větší tvrdostí (11 423)	20
	litina (42 2420)	10
	bronz (42 3046)	15

Tab.6 Meze kluzu materiálů trubky stojanu zvedáku

Materiál	$R_{e\text{ MIN}}$ [MPa]
11 353	226
11 453	265
11 523	333

Tab.7 Meze kluzu materiálu páky


Materiál	$R_{e\text{ MIN}}$ [MPa]
11 110	363
11 120	412
11 140	510

Tab. 3.1 – Základní dovolený tlak ve stykové ploše

Materiál třecích ploch		Součinitel tření f (1)	Tlak p_0 (MPa) u spojek	
			deskových a lamelových	kuželových a válcových
Stykové plochy suché	ferodo na oceli nebo litině	0,30	0,2 až 0,25	0,3
	litina na litině nebo kalené oceli	0,15	0,25 až 0,3	0,3
Stykové plochy mokrě	kalená ocel na kalené oceli	0,06	0,6 až 0,8	—
	litina na litině nebo na kalené oceli	0,08	0,6 až 0,8	1,0
	textolit na kalené oceli	0,10	0,5 až 0,6	—

Tab. 3.2 – Součinitele c_i

i	do 3	4	5	6	7	8	9	10	11
c_i	1,0	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,76

 TLAČNÉ PRUŽINY ČSN 026020								
Údaje o silách pružin jsou uvedeny v Newtonech (N)								
d	D ₁	L ₀	z	n	L _s	F _s (N)	C(N/mm)	i
1,25	7,6	13	6,5	4,5	9,4	78,4	21,833	5
		17	8,5	6,5	11,8		15,115	
		21	10,5	8,5	14,2		11,559	
		28	13,5	11,5	18,8		8,543	
		38	17,5	15,5	25,6		6,339	
	9,3	16	6,5	4,5	9,8	65,7	10,663	6
		22	8,5	6,5	13,1		7,382	
		28	10,5	8,5	16,3		5,645	
		36	13,5	11,5	20,3		4,172	
		48	17,5	15,5	26,8		3,096	
	11,3	20	6,5	4,5	9,9	54,9	5,459	8
		28	8,5	6,5	13,4		3,779	
		36	10,5	8,5	17		2,890	
		48	13,5	11,5	22,2		2,136	
		63	17,5	15,5	28,3		1,586	
	13,8	28	6,5	4,5	11,3	46,6	2,795	10
		38	8,5	6,5	13,9		1,935	
		50	10,5	8,5	18,5		1,480	
		67	13,5	11,5	24,4		1,094	
		90	17,5	15,5	32,5		0,811	
	17,3	40	6,5	4,5	12,4	36,7	1,333	12,5
		56	8,5	6,5	16,2		0,923	
		71	10,5	8,5	18,9		0,705	
		100	13,5	11,5	29,5		0,522	
		130	17,5	15,5	34,8		0,387	
	21,3	60	6,5	4,5	14,6	30,9	0,682	16
		85	8,5	6,5	19,4		0,472	
		105	10,5	8,5	19,2		0,361	
		150	13,5	11,5	34		0,267	
		190	17,5	15,5	34		0,198	
1,6	9,6	16	6,5	4,5	12	115,7	28,622	5
		21	8,5	6,5	15,2		19,815	
		28	10,5	8,5	20,4		15,163	
		36	13,5	11,5	25,7		11,200	
		45	17,5	15,5	31,1		8,310	
	11,6	19	6,5	4,5	12,3	98	14,655	6,3
		28	8,5	6,5	18,3		10,145	
		34	10,5	8,5	21,3		7,750	
		45	13,5	11,5	27,9		5,734	
		60	17,5	15,5	36,9		4,255	
	14,1	24	6,5	4,5	12,9	83,3	7,503	8
		34	8,5	6,5	17,9		5,194	
		42	10,5	8,5	21		3,972	
		56	13,5	11,5	27,6		2,936	
		75	17,5	15,5	36,7		2,178	
	17,6	34	6,5	4,5	14,5	69,6	3,578	10
		48	8,5	6,5	19,9		2,477	
		60	10,5	8,5	23,2		1,894	
		80	13,5	11,5	30,2		1,400	
		110	17,5	15,5	42,9		1,039	
	21,6	48	6,5	4,5	18	54,9	1,832	12,5
		67	8,5	6,5	23,7		1,268	
		85	10,5	8,5	28,4		0,970	
		120	13,5	11,5	43,3		0,717	
		150	17,5	15,5	46		0,532	
	26,7	67	6,5	4,5	17,1	46,6	0,927	16
		95	8,5	6,5	23,3		0,642	
		120	10,5	8,5	26		0,391	
		170	13,5	11,5	43		0,363	
		220	17,5	15,5	48		0,269	

Příklad objednávky pružin podle katalogu: Tlačná pružina TL d x D₁ x L₀ x z

TL 5/8



P ₁ [kW]	n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	S _f	i _{sk}	Typ a veľkosť Type and size Typ, Getriebegrösse	Motor Veľkosť - počet pólov Motor Size - Number of poles Motor Grösse - Polenzahl
1,5	9,8	947	0,9	143,375	EZZ 100	90L-4
1,5	9,3	983	1,4	151,12	EZZ 125	90L-4
1,5	7,7	1 195	1,2	183,75	EZZ 125	90L-4
1,5	5,9	1 525	1,9	158,87	EZZ 160	100L-6
1,5	5,9	1 342	1,3	240,25	EZZ 125	90L-4
1,5	4,9	1 602	1,1	286,75	EZZ 125	90L-4
1,5	4,5	2 017	1,5	210,12	EZZ 160	100L-6
1,5	3,9	2 014	1,8	240,25	EZZ 160	100L-6
1,5	3,6	2 168	1,6	395,25	EZZ 160	90L-4
1,5	3,0	2 615	1,4	317,75	EZZ 160	100L-6
1,5	2,9	2 538	1,5	480,5	EZZ 160	90L-4
1,5	2,2	3 164	1,2	635,5	EZZ 160	90L-4
1,5	1,8	3 855	1,0	790,5	EZZ 160	90L-4
2,2	20,0	673	1,1	143,375	EZZ 100	90L-2
2,2	19,0	720	1,5	151,12	EZZ 125	90L-2
2,2	15,6	849	1,1	183,75	EZZ 125	90L-2
2,2	11,9	1 022	1,4	240,25	EZZ 125	90L-2
2,2	10,0	1 199	1,1	286,75	EZZ 125	90L-2
2,2	7,2	1 507	1,5	395,25	EZZ 160	90L-2
2,2	6,0	1 973	1,7	480,5	EZZ 160	90L-2
2,2	4,51	2 423	1,3	635,5	EZZ 160	90L-2
2,2	3,62	2 783	1,0	790,5	EZZ 160	90L-2
3	17,9	1 086	1,9	158,87	EZZ 160	100L-2
3	13,6	1 373	1,4	210,12	EZZ 160	100L-2
3	11,9	1 473	1,9	240,25	EZZ 160	100L-2
3	9,0	1 853	1,4	317,75	EZZ 160	100L-2
3	9,0	2 069	1,3	158,87	EZZ 160	100L-4
3	6,8	2 694	1,0	210,12	EZZ 160	100L-4
3	6,0	2 792	1,2	240,25	EZZ 160	100L-4
3	4,5	3 565	1,0	317,75	EZZ 160	100L-4

EZZ DVOJSTUPŇOVÁ ZÁVITOKOVO-ZÁVITOKOVÁ PREVODOVKA S ELEKTROMOTOROM

UPEVNENIE D

PLNÝ HRIADEL' J

EZZ TWO-STAGE WORM-WORM GEARBOX WITH ELECTRIC MOTOR

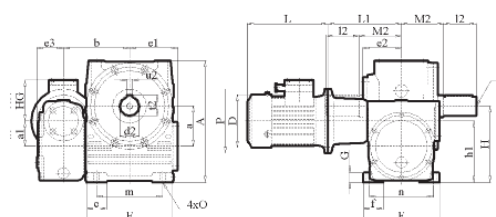
FIXING D

FULL SHAFT J

EZZ ZWEISTUFIGES SCHNECKENRAD-SCHNECKENRADGETRIEBE MIT MOTOR

BEFESTIGUNG D

VOLLWELLE J



Veľkosť Size Größe	Upevňovacie rozmery Mounting dimensions Befestigungsmaße								Zastavovacie rozmery Build-in dimensions Raummaße														Rozmery s elektromotorom Dimensions with electric motor Masse mit Motor					Veľkosť motora Motor size Motor Baugröße	
	a	E	F	G	O	f	c	m	n	A	T	M2	H	h1	a1	b	e1	e2	e3	d2	l2	u2	t2	D	P	L	L1	HG	
100	215	190	25	14	50	50	165	160	303	M16	105	190	153	63	165	128	101	66	48 k6	82	14	51,5	118	140	182	183	95		63
																							132	160	201	183	102		71
																							154	200	228	183	118		80
																							172	200	262	193	124		90
125	260	225	28	18	63	60	200	190	365	M20	120	225	163	63	190	157	115	66	55 m6	82	16	58,8	132	160	201	183	102		71
																							154	200	228	183	118		80
																							172	200	262	193	124		90
																							154	200	228	183	118		80
160	315	265	35	22	68	65	250	225	474	M20	145	300	220	80	280	189	141	94	60 m6	105	18	64,2	172	200	262	193	124		90
																							198	250	323	203	141		100



Velikost	0,01		0,03		0,08		0,15		0,3		0,5		0,8		1		1,5		2		3		4		5		6																					
Hlavní technické údaje																																																
Jmenovitý točivý moment (Nm)	71		224		560		1000		2240		3550		5600		7100		11200		14000		22400		28000		35500		45000																					
Maximální otáčky (min ⁻¹)	4500		3600		3000		2300		2250		2000		1700		1450		1300		1150		1150		960		920		800																					
Dovolená úchylna souososti (mm)													0,18												0,2		0,25																					
Dovolená úchylna rovnoběžnosti (mm)													0,2												0,25		0,3																					
Hmotnost kg	4,5		9,7		18,5		34,5		47,5		67		100		149		158		164		190		195		200		235		250		305		312		314		422		440		433		510		515		525	
Rozměry (mm)																																																
D	125		160		192		250		255		290		340		390		420		472		472		580		605		686																					
d1 max, d2 max, H7	40		50		65		75		85		100		125		130		110		140		105		125		150		115		160		130		165		190		130		175		200		160		200		230	
d0 H13	15		20		25		30		35		40		50		70		75		110		75		105		125		75		115		75		130		165		75		130		175		90		160		200	
d3	60		82		110		130		145		170		215		220		175		220		170		200		230		180		250		200		260		290		200		275		310		250		310		360	
m	2		2		2		2		3		2		3		3		3		3		3		3		3		3		3		3		3		3		3		3		3		3					
L1, L2	45		50		70		80		90		100		115		130		140		150		155		180		190		190																					
L	92		102		142		162		183		202		233		263		282		303		313		363		383		383																					
L4	65		85		85		135		150		150		150		150		180		180		225		180		225		230																					